

# **Ein Beitrag zur thermischen Auslegung von Fahrzeug-Batteriesystemen**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Robert Wendland  
geboren in (Geburtsort): Gifhorn

eingereicht am: 23.07.2020  
mündliche Prüfung am: 13.04.2021

Vorsitz: apl. Prof. Dr.-Ing. Roman Henze  
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler  
Prof. Dr.-Ing. Christoph Herrmann



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der Volkswagen AG in Braunschweig und der anschließenden Tätigkeit als technischer Sachbearbeiter der Volkswagen AG am Standort Wolfsburg. Für die Dissertation wurde ich vom Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig betreut.

Ich danke Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die Betreuung und die jederzeit bereichernden Diskussionen, die maßgeblich zur Gestaltung der Arbeit beigetragen haben. Prof. Dr.-Ing. Christoph Herrmann danke ich für seine Tätigkeit als Zweitgutachter und für den inhaltlichen Austausch. Bei apl. Prof. Dr.-Ing. Roman Henze bedanke ich mich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Sowohl am Institut für Thermodynamik als auch bei der Volkswagen AG fand ich mich in einem Umfeld wieder, das sich als entscheidend für die erfolgreiche Erstellung der Arbeit herausstellen sollte. Allen voran bin ich Dr.-Ing. Willi Tegethoff zu großem Dank verpflichtet, da er mir vom ersten Arbeitstag an bis zum letzten Absatz unermüdlich mit Rat und Tat zur Seite stand.

Des Weiteren gebührt Dr.-Ing. Karsten Küper und Dennis Ribbe-Soranno besonderer Dank - nicht nur für die Unterstützung und Betreuung meiner Arbeit, sondern auch für viele erheiternde Momente. Dieser Dank gilt auch den Kollegen am Standort Braunschweig und am Standort Wolfsburg.

Fachliche Unterstützung erhielt ich zudem durch die TLK Thermo GmbH und die TLK Energy GmbH. Hierbei möchte ich mich vor allem bei Dr.-Ing. Andreas Varchmin für seine Hilfe bedanken. Neben der TLK möchte ich auch die fachliche Unterstützung von Dr.-Ing. Jakob Hennig und Christian Peteranderl dankend erwähnen.

Aus dem Doktorandenkolleg von Volkswagen werden mich vor allem die geknüpften Freundschaften weiterhin begleiten und hoffentlich um weitere, unvergessliche Momente bereichern.

Außerdem möchte ich mich bei den zahlreichen Kollegen und Freunden bedanken, die hier keine namentliche Erwähnung finden, aber dennoch beigetragen haben - vom Beginn meiner Bewerbung bis zum heutigen Tag.

Zu guter Letzt möchte ich mich von Herzen bei meiner Familie und meiner Freundin Larissa für den bedingungslosen Rückhalt und die Begleitung während der letzten Jahre bedanken.



## **Disclaimer**

Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.



## Kurzfassung

Im Rahmen der Wende zur klimaneutralen Mobilität gewinnt der Einsatz von Batteriesystemen in elektrischen Fahrzeugen zunehmend an Bedeutung. Dabei hat das Thermomanagement von Lithium-Ionen-Zellen entscheidenden Einfluss auf Leistung, Reichweite und Sicherheit. Zur Umsetzung des Batteriethermomanagementsystems (BTMS) sind in der Wissenschaft und Serienanwendung verschiedene Konzepte zu finden. Für die Methodik zur Auslegung des BTMS sind zudem einzelne Ansätze in der Wissenschaft entwickelt worden. Es fehlt jedoch an einem umfassenden Prozess, der diese Ansätze verbindet und somit eine quantifizierbare Entscheidung zwischen den Konzepten ermöglicht. Ein solcher Prozess wird in der vorliegenden Arbeit vorgestellt.

Anhand des neuen Prozesses werden die verschiedenen Freiheitsgrade zur thermischen Auslegung des Batteriesystems strukturiert erfasst und quantifiziert. Sie umfassen z. B. die Auswahl der Kühlfläche am Modul und das verwendete Fluid. Insgesamt ergeben sich sechs Freiheitsgrade, von denen vier zu einem neu eingeführten Systemfreiheitsgrad zusammengefasst werden. Der Prozess soll eine quantifizierte Grundlage zum Konzeptentscheid für ein optimales BTMS ermöglichen, indem der Lösungsraum aus Systemfreiheitsgrad, Kühlfläche am Modul und Strömungsführung ausgewertet wird.

Für die Auswertung wird eine analytische Vorauswahl und eine Optimierung von Kühlplatten etabliert. In der Vorauswahl werden diverse Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Kühlfläche am Modul auf elektrische und thermische Kriterien hin überprüft. Für Kandidaten mit Kühlplatten ergibt sich der zusätzliche Freiheitsgrad der Strömungsführung, der anhand der Optimierung von Kühlplatten für Kühl- und Kältemittel festgelegt wird. Somit wird der Lösungsraum der Konzepte aus allen drei Freiheitsgraden vollständig beschrieben. Anhand der Ergebnisse aus Analytik und Optimierung wird der quantifizierte Konzeptentscheid ermöglicht.

Der gesamte Prozess wird für ein Kompaktklasse-Szenario und ein Stadtbusszenario angewandt, und anhand der Ergebnisse werden allgemeine Richtlinien zur thermischen Auslegung von Batteriesystemen induziert. Die Richtlinien umfassen u. a. die Benennung günstiger Einsatzbereiche von passiver Luftkühlung, Kühlmittelkühlung über Niederdruckkühler (NTK) und Verdampfungskühlung mit CO<sub>2</sub>. Es werden zudem diverse Aussagen zur topologischen und geometrischen Auslegung von Kühlplatten für Kühl- und Kältemittel abgeleitet.





# Abstract

In order to provide mobility with neutral impact on climate, battery systems and their application in electric vehicles have been gaining increasing significance. Therefore, the thermal management of lithium-ion cells is crucial in terms of power, range and safety. There are different concepts for the implementation of battery thermal management systems (BTMS) to be found in literature and series production. As a methodology for battery thermal design, several approaches have been developed. Nevertheless, a comprehensive process to combine these approaches and provide a quantifiable decision between different concepts is still missing. Thus, such a process will be presented in this thesis.

There are several degrees of freedom for the thermal design of the battery system, which have to be described and determined by the new process. The degrees of freedom include, for example, the choice of the module surface used for cooling and the fluid for heat transfer. There are six degrees of freedom in total, four of which are combined into the new system degree of freedom. Thus, the system degree of freedom, module surface and flow configuration remain and their combinations have to be evaluated. By means of this evaluation, a quantified basis to identify an optimal BTMS concept is to be delivered by this process.

An analytical part and an optimization of cooling plates are established as a methodology for evaluation. In the analytical part, the candidates, described by combinations of system degree of freedom and cooling surface, are evaluated in respect of electrical and thermal criteria. For candidates with cooling plates, the flow configuration is an additional degree of freedom that has to be determined. This is done by the cooling plate optimization model for liquid and evaporation cooling. By means of both the analytical and optimization part, the entire solution space of all three degrees of freedom is covered and the quantifiable decision for an optimal BTMS is made possible.

This new process is applied for two different settings, a battery electric passenger car and an electrified city bus. From the results, general rules for battery thermal design are derived. These rules include, for example, the identification of suitable settings to apply passive cooling, liquid cooling via air-liquid heat transfer unit, or CO<sub>2</sub> evaporation cooling. Additionally, several rules for the topological and geometric design of cooling plates are derived.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Einführung und Motivation	1
1.2	Stand der Wissenschaft zur Auslegung des Batteriethermomanagements	2
1.2.1	Entwicklung des BTMS und Vergleiche von Konzepten	2
1.2.2	Numerische Optimierung der thermischen Auslegung	4
1.3	Zielsetzung der Arbeit	7
<b>2</b>	<b>Thermomanagement für Lithium-Ionen-Batteriesysteme</b>	<b>9</b>
2.1	Beschreibung und Funktion von Lithium-Ionen-Zellen	9
2.1.1	Auswirkung der Temperatur auf das Zellverhalten	10
2.1.2	Modellierungsansätze	12
2.1.3	Berechnung der mittleren Wärmefreisetzung	14
2.2	Aufbau von Fahrzeug-Batteriesystemen	18
2.3	Aufgaben des BTMS und Zielsetzung der thermischen Auslegung	20
2.4	Freiheitsgrade zur Auslegung des BTMS	23
2.5	Produktentstehungsprozess (PEP) und Konzeptentscheid des BTMS	28
<b>3</b>	<b>Prozess zur thermischen Auslegung unterschiedlicher Batteriesysteme</b>	<b>31</b>
3.1	Erfassen und Strukturieren der Freiheitsgrade und des Lösungsraums	31
3.1.1	Einführung des Systemfreiheitsgrads	32
3.1.2	Beschreibung des resultierenden Lösungsraums	34
3.2	Ablauf des Prozesses mit analytischer Vorauswahl und Optimierung	36
3.3	Auslegungsziele des Prozesses	37
3.4	Beschreibung des Szenarios	39
3.4.1	Beschreibung des Fahrzeugs	39
3.4.2	Klimatische Randbedingungen	40
3.4.3	Komponenten des Batteriesystems	42
<b>4</b>	<b>Analytische Vorauswahl geeigneter Kandidaten</b>	<b>47</b>
4.1	Berechnung der elektrischen Parameter	47
4.2	Spezifikation der charakteristischen Größen des Systemfreiheitsgrads	48
4.3	Berechnung des konjugierten Wärmeübergangs zum Fluid	53
4.3.1	Position der Wärmequelle für das Modell konzentrierter Massen	54
4.3.2	Wärmeübergang bei Kandidaten mit Kühlplatten	54
4.3.3	Wärmeübergang bei Kandidaten mit Luftkühlung	58
4.4	Ergebnis der Vorauswahl am Beispiel des Kompaktklasse-Szenarios	61
4.5	Berechnung des benötigten Bauraums zur Kühlung	62

4.6	Berechnung der Förderleistung für aktive Luftkühlungen . . . . .	63
<b>5</b>	<b>Modellierung und Optimierung der Strömungsführung von Kühlplatten-</b> <b>konzepten . . . . .</b>	<b>65</b>
5.1	Parameter zur Beschreibung des Freiheitsgrads Strömungsführung . . .	65
5.2	Modellierung der Module und Kühlkanäle . . . . .	67
5.3	Modellierung der Kühlmittel-Kühlung . . . . .	70
5.4	Modellierung der CO <sub>2</sub> -Verdampfungskühlung . . . . .	72
5.5	Optimierungsmethodik zur Festlegung der Strömungsführung . . . . .	74
5.6	Optimierungsergebnisse der Kühlplatten für das Kompaktklasse-Szenario	77
5.6.1	Kühlplatten mit Kühlmittel-Kühlung . . . . .	77
5.6.2	Kühlplatten mit CO <sub>2</sub> -Verdampfungskühlung . . . . .	78
5.7	Experimentelle Validierung der Temperaturmodelle . . . . .	81
5.7.1	Validierung des Modul- und Kühlmittel-Modells . . . . .	81
5.7.2	Validierung des Gesamtwärmeübergangs mit CO <sub>2</sub> -Verdampfung	84
5.7.3	Funktionsnachweis der Optimierungsmethodik . . . . .	85
<b>6</b>	<b>Ergebnisse des Kompaktklasse-Szenarios . . . . .</b>	<b>87</b>
6.1	Ergebnis und Konzeptentscheid . . . . .	87
6.2	Variation der Leistungsanforderung . . . . .	89
6.3	Variation der Leistungsanforderung und des Energieinhalts . . . . .	90
6.4	Variation der Auslegungs- und Einlasstemperaturen für Luftkühlungen .	92
<b>7</b>	<b>Induktion von Richtlinien zur thermischen Auslegung . . . . .</b>	<b>95</b>
7.1	Vergleich der Szenarien und Variationen . . . . .	95
7.2	Analyse des Systemfreiheitsgrads . . . . .	96
7.3	Vergleich der Kühlflächen am Modul . . . . .	98
7.4	Vergleich der Strömungsführungen . . . . .	99
7.4.1	Auslegung der Kühlplatten für Kühlmittel . . . . .	99
7.4.2	Auslegung der Kühlplatten für CO <sub>2</sub> . . . . .	101
7.5	Zusammenfassung der Richtlinien . . . . .	102
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick . . . . .</b>	<b>105</b>
	<b>Nomenklatur . . . . .</b>	<b>107</b>
	<b>Anhang A: Stadtbusszenario . . . . .</b>	<b>111</b>
A.1	Beschreibung des Szenarios . . . . .	111
A.2	Ergebnis der Vorauswahl . . . . .	112
A.3	Ergebnisse der Kühlplattenoptimierungen . . . . .	113
A.4	Ergebnisse des Auslegungsprozesses . . . . .	114
A.5	Variation der Zielfunktion für minimalen Bauraum . . . . .	114
	<b>Anhang B: Ergänzungen . . . . .</b>	<b>119</b>

---

<b>Abbildungsverzeichnis . . . . .</b>	<b>125</b>
<b>Tabellenverzeichnis . . . . .</b>	<b>127</b>
<b>Literaturverzeichnis . . . . .</b>	<b>129</b>



# 1 Einleitung

## 1.1 Einführung und Motivation

Batterieelektrische Fahrzeuge gewinnen für die Wende zur klimaneutralen Mobilität immer mehr an Bedeutung. Veranlasst durch die Emissionsgrenzwerte verschiedener Gesetzgeber für CO<sub>2</sub>, erweitern die Automobilhersteller ihr Angebot an elektrifizierten Fahrzeugen. Die Lithium-Ionen-Zelle hebt sich vor allem aufgrund der hohen Energie- und Leistungsdichte im Vergleich der verfügbaren Akkumulatoren hervor und hat sich deshalb bisher beim Einsatz in Groß-Serienfahrzeugen durchgesetzt. [1]-[3]

Beim Laden und Entladen von Lithium-Ionen-Zellen kommt es zur thermischen Belastung der Batterie. Deshalb ist das Thermomanagement für den Einsatz von Lithium-Ionen-Zellen von besonderer Bedeutung. Es umfasst sowohl Heiz- als auch Kühlfunktionen, und beeinflusst die Lebensdauer, Sicherheit und Reichweite elektrifizierter Fahrzeuge. In der Folge lassen sich sowohl in der Wissenschaft als auch in der Serienanwendung verschiedene Konzepte zur Umsetzung von Batteriethermomanagementsystemen (BTMS) finden. Sowohl das eingesetzte BTMS als auch der verwendete Zelltyp unterscheiden sich zum Teil erheblich untereinander hinsichtlich Kühlkonzept, Geometrie, Zellchemie usw. Diese unterschiedlichen Umsetzungen beeinflussen wiederum neben dem Verhalten der Lithium-Ionen-Zellen auch den Aufbau der Batterie und des Fahrzeugs.

Es stellt sich somit die Frage, wie für die verschiedenen Kombinationen aus Fahrzeugtypen, Einsatzszenarien und Zellen jeweils geeignete oder gar optimale Thermomanagementsysteme der Batterie ausgelegt werden können. In dieser Arbeit sind deshalb sowohl ein Prozess als auch die dazugehörigen Modelle für eine fundierte Entscheidung über die thermische Auslegung von Batteriesystemen beschrieben.

In der Literatur wird unter dem Begriff des BTMS sowohl die Baugruppe als auch die Betriebsstrategie zum Thermomanagement zusammengefasst. Ersteres umfasst die Dimensionierung, Konstruktion und Integration sämtlicher Bauteile, die für das Thermomanagement benötigt werden. Letzteres beschreibt die Softwarefunktionalität des Batterie-Managementsystems (BMS) zur thermischen Betriebsführung. Dies beinhaltet die Auswertung der Temperatursensoren, in welchen Zuständen das Batteriesystem geheizt oder gekühlt wird und Ansteuerung der Komponenten, z. B. Kühlmittelpumpen oder Heizelemente. Für eine detaillierte Betrachtung des gesamten BTMS müssen beide Aspekte zusammen untersucht und für die Entwicklung zur Serienreife aufeinander abgestimmt werden. In dieser Arbeit soll eine Trennung zwischen der Baugruppe und Betriebsführung erfolgen. Die Auslegung der Baugruppe wird durch die Auswahl des Konzepts aus Fluid sowie dessen Integration ins Batteriesystem und Fahrzeug maßgeblich bestimmt, deshalb ist diese Gegenstand der Arbeit. Für die Betriebsführung werden bei Bedarf vereinfachende Annahmen getroffen. [4]

Der Begriff der thermischen Auslegung wird in dieser Arbeit als Oberbegriff sowohl für die Auswahl eines geeigneten Konzepts, als auch für dessen weitere Entwicklung einzelner Bauteile verwendet (siehe Abschnitt 2.5). Die verschiedenen BTMS-Konzepte werden durch die Auswahl des Fluids, der gekühlten bzw. beheizten Fläche des Moduls und der Einbindung in das Gesamtfahrzeug differenziert. Im Laufe der weiteren Entwicklung zur Serienreife wird das vorhandene Konzept weiter detailliert. Hierfür werden z. B. Luftspalte dimensioniert, Kühlplatten konstruiert oder das thermische Kontaktmaterial spezifiziert.

## 1.2 Stand der Wissenschaft zur Auslegung des Batteriethermomanagements

Umfangreiche Zusammenfassungen zum Thermomanagement von Batterien für elektrifizierte Fahrzeuge finden sich in den Reviews [4]- [9]. Im Folgenden wird nur auf die für diese Arbeit relevanten Veröffentlichungen eingegangen, die sich auf die thermische Auslegung von Batteriesystemen beziehen, insbesondere anhand von Simulation und Optimierungen. Für Informationen bezüglich der Betriebsführung hingegen sei ebenso auf die zuvor genannten Reviews verwiesen, für eine Methodik zur Bewertung des Thermomanagements im Gesamtfahrzeugkontext anhand gekoppelter Simulationsmodelle auf Hopp [10].

Bei Pesaran et al. [11] findet sich ein Ansatz für einen Prozess zur Auslegung des BTMS: Dabei unterscheiden die Autoren zwischen einer groben Abschätzung des Energiebedarfs für verschiedene Fluide und Kühlkonzepte in einem Schritt, und einer detaillierten Analyse der Anwendung eines einzelnen Kühlkonzepts durch Simulation im nächsten Schritt. Es wird explizit daraufhin gewiesen, dass auch ein Vergleich verschiedener Fluide und Konzepte anhand von Simulationen notwendig sei, sollte sich durch die vorherige Abschätzung keine fundierte Entscheidung treffen lassen. Es wird zwar ein Ablaufplan, jedoch lediglich Ansätze genannt, mit welchen Methodiken die einzelnen Schritte durchgeführt werden können. An die Vorgehensweise einer Abschätzung und Detaillierung zur thermischen Auslegung soll die vorliegende Arbeit anknüpfen und ein umfassender Prozess inklusive der Methodik erstellt werden. In Ergänzung zum Prozess von Pesaran et al. werden zunächst die vorhandenen Berechnungsmethoden zur thermischen Auslegungen vorgestellt, und darauf aufbauend die Ziele der Arbeit definiert, siehe Abschnitt 1.3.

### 1.2.1 Entwicklung des BTMS und Vergleiche von Konzepten

In diesem Abschnitt wird auf diejenigen wissenschaftlichen Arbeiten eingegangen, bei denen die Konzeption oder Entwicklung des Batteriethermomanagements untersucht wird. Für diejenigen Arbeiten, bei denen darüber hinaus numerische Optimierungen auf das Simulationsmodell zur thermischen Auslegung angewandt werden, sei auf den



darauffolgenden Abschnitt 1.2.2 verwiesen. Eine Beschreibung aller bereits in der Fachliteratur betrachteten Thermomanagementkonzepte findet sich im Review von Arora [4]. Hierbei sind neben den Systemen im Serieneinsatz auch weitere Ansätze wie z. B. thermoelektrische, thermoakustische und magnetische Kühlung genannt.

In der Literatur finden sich nur selten Vergleiche des thermischen Verhaltens verschiedener Zellen [12], [13]. Der Vergleich unterschiedlicher thermischer Auslegung für eine definierte Zelle ist dahingegen weit verbreitet und wird im Folgenden betrachtet.

Ein Gegenstand der Untersuchung ist dabei das verwendete Fluid als Teil des Kühlkonzepts. Vergleiche von aktiver Luft-, Wasser/Glykol- und Thermoöl-Kühlung finden sich bei Chen et al. [14] und Karimi [15],[16]. Erstere führen hierfür Feldberechnungen einzelner Zellen inklusive der Fluidströmung durch und vergleichen sowohl das Temperaturfeld der Zelle als auch die benötigte hydraulische Leistung zur Fluidförderung. Karimi verwendet hingegen eine Kombination aus Feldberechnung für Zelltemperaturen und Netzwerkmodell zur Darstellung der Fluidströmung. Chen et al. stellen in der Zusammenfassung insgesamt sechs Auslegungskriterien vor, wie die unterschiedlichen Medien als Kühlung anzuwenden sind. Die Aussagen umfassen u. a., dass Luftkühlungen am meisten Förderleistung benötigen und indirekte Flüssigkühlungen zu hohen Temperaturinhomogenitäten führen. Diese Auslegungskriterien sollen anhand der vorliegenden Arbeit überprüft und ggf. erweitert werden (siehe Abschnitt 1.3).

Cicconi et al. [17] stellen eine Methodik in Form eines Softwaretools vor, mit der unterschiedliche thermische Auslegungen für das Batteriesystem eines Nutzfahrzeugs untersucht werden können. Dieses geschieht für direkte Umströmung von Zellen für eine Auswahl an verschiedenen Zelltypen und Fluiden, zudem können Zellabstände variiert werden. Es wird für jede Auslegung eine dreidimensionale Feldberechnung durchgeführt, jedoch müssen alle Konfigurationen vom Anwender erstellt werden und es findet keine Optimierung statt. Somit kann nur eine geringe Anzahl betrachteter Auslegungen verglichen werden, außerdem ist das Tool auf die direkte, freie Umströmung der Zellen beschränkt, indirekte Kühlungen und Kanalstrukturen können nicht untersucht werden.

Ein umfassenderer Ansatz einer Modellbibliothek findet sich bei Zhou [18]. Mithilfe der Modellbibliothek lassen sich verschiedene Kombinationen aus Zellen, Fluiden und thermischen Anbindungen simulieren. Die Bibliothek ist für einen Einsatz in frühen Entwicklungsphasen ausgelegt, und es können transiente Verläufe anhand von Feldberechnungen oder Modelle konzentrierter Massen betrachtet werden. Eine Möglichkeit zur Optimierung oder systematischen Auswertung verschiedener Kombinationen wird nicht vorgestellt. Deshalb soll die vorliegende Arbeit eine Möglichkeit zur quantifizierbaren Bewertung verschiedener Kühlkonzepte liefern (siehe Abschnitt 1.3).

Die Entwicklung der Strukturen von Luftkühlungen wurde bereits eingehend studiert. Es gibt eine Vielzahl an Arbeiten, in denen die Anordnung und/oder Abstände zwischen Zellen sowie Strömungsführungen der Luft verglichen werden, z. B. [19]-[28]. Eine

Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den vorangegangenen Arbeiten zur Strömungsführung bei Luftkühlungen findet sich bei [7].

Für flüssige Kühlungen finden sich zudem diverse Vergleiche von Kühlplatten für Batteriesysteme oder Module. Im Review von Wu et al. [9] wird ein Großteil der Arbeiten bis 2019 vorgestellt. Neben der Positionen von Ein- und Auslässen werden oftmals auch Kanaldurchmesser, Anzahl an Kühlkanälen sowie die Strömungsführung verglichen, z. B. [12], [16], [29]- [32]. Hierfür werden ausschließlich Feldberechnungsmethoden zur Analyse verwendet. Aus den genannten Arbeiten wird ersichtlich, dass eine Kombination aus paralleler und serieller Strömungsführung den besten Kompromiss für Temperaturhomogenität und Temperaturmaxima der Zellen sowie für Druckverluste der Kühlplatte bilden [8]. Eine Aussage über allgemeingültige Auslegungskriterien für Kühlplatten von Batterien wird nicht getroffen, deshalb soll dieses in der vorliegenden Arbeit geschehen (Abschnitt 1.3).

Für Kältemittelkühlung von Lithium-Ionen-Batterien finden sich bisher vereinzelte Arbeiten zur direkten Verdampfungskühlung mit Novec 649 und 7000 ([33], [34]) sowie Tetrafluorethan (R134a, [35]). Die Masterarbeit von Krebs [36] ist die bisher einzige bekannte Arbeit zur Anwendung von CO<sub>2</sub>-Verdampfung zur Batteriekühlung.

### *1.2.2 Numerische Optimierung der thermischen Auslegung*

Für Optimierungen von Wärmeübertragern im Allgemeinen wird zunächst zwischen Form- und Topologieoptimierungen unterschieden. Die Topologie beschreibt das grundlegende Konzept der Strömungsführung zum konjugierten Wärmeübergang, d. h. ob und wie Kühlstrukturen miteinander verbunden und ausgerichtet sind. Die Formoptimierung hingegen beschreibt die Anpassung der Oberflächen bzw. Querschnitte bestehender Kanalstrukturen.

Für die Topologieoptimierung von Wärmeübergängen für beliebige Anwendungsfälle lassen sich zwei verschiedene Ansätze finden: zum einen hochaufgelöste Modelle auf Basis von Feldberechnungen und Adjungiertenverfahren, zum anderen abstrakte Modelle für den grundlegenden Aufbau von Wärmeübertragern. Einen Überblick über hochaufgelöste Modelle bis 2017 findet sich in [37]. Für die Verschaltungen von Rohren in Wärmeübertragern verfolgen sowohl Domanski und Yashar [38] als auch Jiang et al. [39] einen abstrakteren Ansatz, um Wärmeübertrager zu optimieren. Hierfür wird die Topologie des konjugierten Wärmeübergangs auf eine beliebige Anzahl von Kühlkanälen variabler Längen und Durchmesser in dem zu optimierenden Bauteil reduziert. Die Darstellung unterschiedlicher Topologien erfolgt dabei durch entweder serielle oder parallele Verschaltung dieser Kanäle. In [39] wird der Wärmeübertrager somit anhand einer Verschaltungsmatrix der Kanäle als Mixed-Integer Optimierungsproblem formuliert und gelöst. Für eine Übersicht zu den Grundlagen der numerischen Optimierung,

insbesondere zur Klassifizierung der Optimierungsprobleme und Algorithmen, sei auf [40] verwiesen.

Bei den zuvor genannten Methoden für Optimierungsprobleme von Wärmeübertragern handelt es sich zumeist um den Wärmeübergang zwischen zwei Fluiden. Im Falle des Batteriesystems handelt es sich um einen Wärmeübergang zwischen einem Festkörper (Zellmodul) und einem Fluid. Aus Sicht des Autors ist der Transfer von abstrahierten Optimierungsmethodiken und Simulationsmodellen auf den Wärmeübergang zwischen Zellmodul und Fluid ein geeignetes Mittel, um optimale Wärmeübertrager für Batteriesysteme zu entwerfen und zu entwickeln. Dieses ist zum einen im regelmäßigen Aufbau des Batteriesystems (Abschnitt 2.2) und zum anderen in den speziellen Anforderungen des Batteriesystems begründet, die denen für Wärmeübertrager zwischen zwei Fluiden stark ähneln.

Eine Anwendung von Topologieoptimierungen für Kühlplatten zum Batteriethermomanagement ist nicht bekannt. Hierfür soll die vorliegende Arbeit eine Lösung liefern (siehe Abschnitt 1.3). Auch zur Formoptimierung bestimmter Kanaltopologien bzw. Strömungsführungen des Fluids im Batteriesystem finden sich nur wenige Arbeiten, auf die im Folgenden eingegangen wird.

Jarret und Kim [41] stellen eine parameterbasierte Formoptimierung der Kanäle einer Kühlmittel-Kühlplatte für ein Zellmodul vor. Dabei wird von einer spiralförmigen Kanaltopologie ausgegangen, deren Länge bzw. Breite  $d_{h,i}$  an unterschiedlichen Stellen  $i$  parametrisiert und optimiert wird. Dieses geschieht mit drei unterschiedlichen Zielfunktionen: Durchschnittliches Temperaturniveau  $T_{avg}$ , Druckverlust  $\Delta p$  und Temperaturhomogenität  $\Delta T$ . Die optimierten Kanalformen für die ersten beiden Zielfunktionen ähneln sich, vom Ergebnis für die dritte Zielfunktion weichen sie jedoch ab.

Severino et al. [42] optimieren mithilfe eines Partikelschwarm-Algorithmus zum einen die Position  $\vec{x}_{i,Zelle}$  von Rundzellen in einem Modul (Teil 1), zum anderen die Abstände  $d_{i,M}$  zwischen Modulen für ein Batteriesystem (Teil 2). Dabei handelt es sich um eine direkte Luftkühlung. In diesen Fällen kann insofern von einer Topologieoptimierung gesprochen werden, dass die Zellpositionen unterschiedliche Strömungsführungen der Luft zur Folge haben. Anstatt einer festen Gewichtung der Zielgrößen in einer multi-kriteriellen Zielfunktion werden Paretofronten zwischen Grundfläche  $A$  bzw. Bauraum, maximaler Temperatur  $T_{max}$  und Kühlungsleistung  $\dot{Q}_K$  dargestellt, auf denen sich die Optima unterschiedlicher Gewichtungen der Einzelziele wiederfinden.

Die Arbeitsgruppe von Chen [43]-[45] hat mehrere Arbeiten veröffentlicht, in denen die Abstände von Zellen in einer Luftkühlung und die Strömungsführung numerisch optimiert werden. Grundlage der Arbeiten sind ein Netzwerk- bzw. 0D-Modell der Fluidströmung zur numerischen Optimierung der Luftführung und eine gemeinsame Auswertung der Zelltemperaturen mit der optimierten Strömungsführungen anhand von CFD-Feldberechnungen. Optimiert werden die Ein- und Auslassöffnung der Luft im Batteriesystem anhand von Position  $x_{in/out}$  Breite  $w_{in/out}$  und Winkel  $\theta_{in/out}$  und die Abstände

zwischen den Zellen  $d_{i,Zelle}$  in getrennten Studien. Als Zielfunktion dient jeweils die Standardabweichung  $\sigma$  der Strömungsgeschwindigkeit zwischen den Kanälen.

Wang et al. [22] führen in ihrer Arbeit eine umfassende multikriterielle Optimierung eines Zellmoduls mit Luftkühlung durch. Dabei werden die Wärmequellldichte  $\dot{q}$ , der Luftmassenstrom  $\dot{m}_F$  und die Kanalbreite  $d_h$  für Luftkanäle zwischen den Zellen als Designvariablen betrachtet, und diese hinsichtlich Temperaturhomogenität  $\Delta T$ , Modulvolumen  $V$  (Bauraum), Kühlleistung  $\dot{Q}_K$  und Lebensdauer des Moduls  $t_{mod}$  optimiert. Die Auswertung erfolgt für einen Satz an konstanten Gewichtungen  $\lambda_i$  der Zielgrößen.

**Tab. 1.1:** Übersicht über vorangegangene Arbeiten zu Optimierungen von BTMS

	Jarret	Severino 1	Severino 2	Chen	Wang
Variablen	$d_{h,i}$	$\vec{x}_{i,Zelle}$	$d_{i,M}$	$x_{in/out}$ $w_{in/out}$ $\theta_{in/out}$ $d_{i,Zelle}$	$d_h$ $\dot{m}_F$ $\dot{q}$
Zielfkt.	$\Delta T$ $T_{max}$ $\Delta p$	$A$ $T_{max}$ $\dot{Q}_K$	$\Delta T$ $T_{max}$	$\sigma$	$(t_{mod})^{-\lambda_1} \Delta T^{\lambda_2} \dot{Q}_K^{\lambda_3} V^{\lambda_4}$
Modell	stat. 2D	stat. 2D	stat. 2D	trans. 0D	stat. 2D
Verfahren	SQP	MOPSO	MOPSO	Newton	NSGA-II
Fluid	Kühlm.	Luft	Luft	Luft	Luft
Referenz	[41]	[42]	[42]	[43]-[45]	[46]

Tab. 1.1 zeigt eine Übersicht über die genannten Optimierungen des thermischen Verhaltens von Batterien. Während bei Jarret, Severino und Chen ausschließlich konstruktive Parameter optimiert werden, findet sich bei Wang et al. eine Optimierung sowohl von thermischer Auslegung als auch Betriebsführung. Jarret et al. optimieren als einzige eine Flüssigkühlung. Eine Optimierung von Kältemittelkühlungen fehlt. Deshalb soll in dieser Arbeit eine Optimierungsmethodik sowohl für Kühl- als auch Kältemittel gefunden werden.

Die Arbeiten enthalten unterschiedliche Kombinationen und Gewichtungen der Zielgrößen Temperaturhomogenität, Maximaltemperatur, Energiebedarf und Bauraum. Zudem wird die Lebensdauer als relevante Zielgröße genannt. In Verwendung sind dabei sowohl gradientenbasierte Optimierungsalgorithmen (Sequential Quadratic Programming SQP und Newton) als auch stochastische Methoden der Partikelschwarmoptimierung (Multi-Objective Particle Swarm Optimization, MOPSO) und genetische Algorithmen (Non-dominating Sorting Genetic Algorithm, NSGA-II). Die Auswahl der Zielfunktion und des Algorithmus ist anhand der jeweiligen Fragestellung und des Optimierungsproblems zu bestimmen.

### 1.3 Zielsetzung der Arbeit

Als Zusammenfassung der zuvor genannten Literatur lässt sich festhalten, dass in vielen Arbeiten zur thermischen Auslegung von Batteriesystemen bereits Methodiken für einzelne Fragestellungen etabliert sind. So liefern Cicconi et al. [17] und Zhou [18] jeweils eine Art Baukastensystem zur Simulation verschiedener Konzepte, Jarret/Kim [41] und weitere ([42]-[46]) optimieren das Kühlplattendesign und Chen et al. [14] stellen anhand der Vergleiche verschiedener Kühlfluide allgemeingültige Auslegungskriterien auf. Es fehlt jedoch an einem umfassenden Prozess, der diese Ansätze miteinander verbindet und somit für die thermische Auslegung von Batteriesystemen anwendbar wäre.

Neben der Darstellung eines umfassenden Prozesses werden drei weitere Aspekte in der Literatur ebenfalls bisher nicht betrachtet und sollen deshalb mit in den Prozess integriert werden: die analytische Berechnung anstatt von Simulationen zur thermischen Auslegung des Batteriesystems, der Vergleich von Kältemittelkühlungen mit anderen Konzepten und die Topologieoptimierung von Kühlplattenkonzepten.

Für die Erstellung eines umfassenden Prozesses zur thermischen Auslegung in dieser Arbeit soll der Ansatz von Pesaran et al. [11] weiterentwickelt werden. Die Autoren verbinden eine Abschätzung mit detaillierten Analysen. Dieser Ansatz dient als Grundlage zur Einteilung in eine analytische Vorauswahl und einer detaillierten Simulation und Optimierung. Darauf aufbauend sollen mithilfe der vorliegenden Arbeit vier Ziele verfolgt werden:

- **Prozess zur thermischen Auslegung unterschiedlicher Batteriesysteme**

Mithilfe eines neuen Prozesses soll eine fundierte Entscheidung ermöglicht werden, welches Thermomanagementkonzept für ein Fahrzeug-Batteriesystem umzusetzen ist. Die Kühlkonzepte unterscheiden sich in der Auswahl an zu kühlender Fläche am Zellmodul, im Fluid zur Wärmeübertragung, sowie der Integration im Batteriesystem und Gesamtfahrzeug. Der neue Auslegungsprozess soll die verschiedenen Freiheitsgrade zur Auslegung strukturiert erfassen und sinnvoll begrenzen. Zudem soll er für beliebige Szenarien aus Zellmodulen, Fahrzeugtypen und Nutzungsprofil anwendbar sein, um unterschiedliche Kühlkonzepte hinsichtlich der verschiedenen Freiheitsgrade zu vergleichen. Im Prozess sollen zwei Methodiken angewandt werden, deren Entwicklung wiederum eigenständige Ziele dieser Arbeit darstellen: eine analytische Vorauswahl geeigneter Kandidaten, sowie ein Modell zur Optimierung von einzelnen Konzepten mit Kühlplatten.

- **Analytische Vorauswahl geeigneter Kandidaten**

Ziel ist es, die unterschiedlichen Kandidaten zur thermischen Auslegung auf ihre Umsetzbarkeit hin zu überprüfen. Die Kandidaten ergeben sich aus den Kombinationsmöglichkeiten der verschiedenen Freiheitsgrade, z. B. Fluidauswahl, Kühlfläche und Integrationsmöglichkeiten. Dabei soll die Auswahl zu betrachtender Fluide und

Integrationsmöglichkeiten unter Berücksichtigung sinnvoller technischer Umsetzbarkeit für Fahrzeuganwendungen geschehen. Anhand der grundlegenden Gleichungen, die den Aufbau und Thermodynamik des BTMS beschreiben, sollen die Kühlkonzepte analysiert und somit eine Vorauswahl einzelner Kandidaten getroffen werden. Für die Luftkühlungen sollen bereits sämtliche Freiheitsgrade bestimmt und die Zielgrößen hinreichend quantifiziert werden, für die Kühlplattenkonzepte erfolgt eine weitere Detaillierung im Rahmen einer Optimierung.

- **Optimierung einzelner Kühlplattenkonzepte mit topologischem Freiheitsgrad**

Ziel ist es, für einzelne, vorausgewählte Kühlplattenkonzepte den zusätzlichen Freiheitsgrad der Strömungsführung zu bestimmen und somit diese Konzepte untereinander sowie gegenüber möglicher Luftkühlungen quantitativ bewerten zu können: In der Beschreibung der Konzepte mit Kühlplatten aus der Vorauswahl ist noch der Freiheitsgrad zur Beschreibung der Strömungsführung enthalten. Dieser wird durch physikalische und topologische Variablen beschrieben, deren Festlegung nach Optimalitätskriterien mit Hilfe geeigneter Optimierungsverfahren erfolgt. Hierfür sind parametrische Modelle bereitzustellen, die sowohl die physikalischen als auch topologischen Variablen für verschiedene BTMS-Konzepte beschreiben und mit mathematischen Verfahren optimierbar sind.

- **Induktion von Richtlinien zur thermischen Auslegung**

Der neu erstellte Prozess wird auf verschiedene Szenarien angewandt, um somit allgemeingültige Aussagen treffen zu können, wie ein Fahrzeug-Batteriesystem thermisch auszulegen ist. Dafür soll untersucht werden, unter welchen Bedingungen sich die Kühlplattenkonzepte gegenüber der Luftkühlung durchsetzen können. Zudem sollen auch für einzelne Konzepte mit Kühlplatten Auslegungskriterien definiert werden.

Im weiteren Verlauf der Arbeit werden zunächst Grundlagen und Stand der Technik erläutert (Kapitel 2). Der Prozess zur thermischen Auslegung wird in Kapitel 3 vorgestellt (erstes Ziel). Als nächstes wird die analytische Vorauswahl beschrieben (Kapitel 4, zweites Ziel). Die Simulationsmodelle und Optimierung für Kühlplatten mit Kühl- und Kältemittel werden in Kapitel 5 vorgestellt (drittes Ziel). Für ein erstes Szenario werden in Kapitel 6 die Ergebnisse dargestellt. Anhand der Ergebnisse werden in Kapitel 7 die Richtlinien identifiziert (viertes Ziel). Abschließend finden sich in Kapitel 8 Zusammenfassung und Ausblick.

## 2 Thermomanagement für Lithium-Ionen-Batteriesysteme

In diesem Kapitel wird zunächst auf die relevanten Grundlagen zu Lithium-Ionen Zellen sowie deren thermisches Verhalten und Simulation eingegangen (Abschnitt 2.1). Im Anschluss wird der Aufbau von Fahrzeug-Batteriesystemen erläutert (2.2). Im Abschnitt 2.3 ist dargestellt, welche Aufgaben bzw. Anforderungen das BTMS erfüllen muss. In Abschnitt 2.4 ist dargestellt, welches die Freiheitsgrade zur Auslegung des BTMS sind. Zum Abschluss dieses Kapitels wird der Produktentstehungsprozesses (PEP) als Grundlage für die Konzeptionierung und Entwicklung des BTMS vorgestellt (2.5).

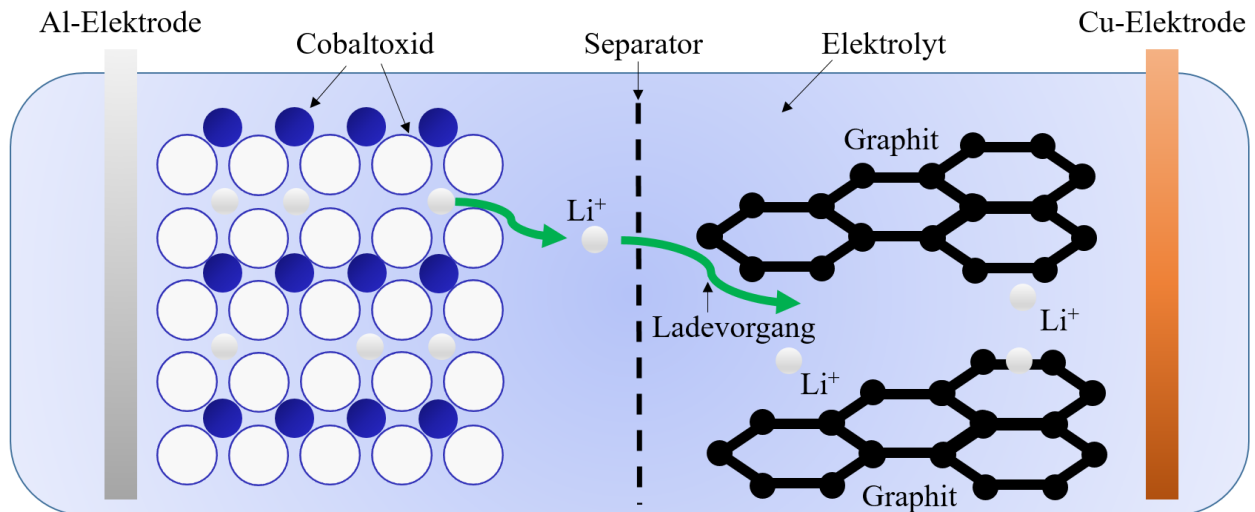
### 2.1 Beschreibung und Funktion von Lithium-Ionen-Zellen

Unter dem Begriff des Lithium-Ionen-Akkumulators bzw. der Lithium-Ionen-Zelle werden unterschiedliche Energiespeicher auf Lithium-Basis zusammengefasst. Das Trägermaterial der Elektroden besteht dabei aus Aluminium respektive Kupfer, außerdem sind ein nicht-wässriger Elektrolyt und ein Separator verbaut. Zwischen den Elektroden können die Lithium-Ionen ausgetauscht und in die festen Elektrodenmaterialien eingelagert werden (Interkalation). Die Zusammensetzung der Elektroden variieren je nach Zelltyp, für die negative Elektrode wird zumeist Graphit oder auch Silizium verwendet. Für die positive Elektrode werden im Allgemeinen Übergangsmetalloxide eingesetzt, einige Beispiele hierfür sind Lithium-Eisenphosphat, Nickel-Cobalt-Mangan, Nickel-Cobalt-Aluminiumoxid oder Lithium-Cobaltoxid. In Abb. 2.1 ist das galvanische Element einer Lithium-Cobaltoxid-Zelle dargestellt, sowie die Lithium-Ionen-Bewegung während des Ladens exemplarisch eingezeichnet. Hierbei findet die Interkalation der Ionen im Graphit statt, und am Kupferträger wird das Lithium-Ion reduziert. Beim Entladen findet die Ionenbewegung in umgekehrter Richtung statt und die Kupferelektrode dient als Anode. [47], [48]

Lithium-Ionen-Zellen lassen sich anhand der Open-Circuit-Voltage-Kurve (OCV) charakterisieren. Diese beschreibt die Leerlaufspannung  $U_{OC}$  der Zelle über dem Ladezustand SoC (engl. State of Charge) und hängt von der chemischen Zusammensetzung der Elektroden ab. Der charakteristische Verlauf für Lithium-Eisenphosphat z. B. zeigt eine verhältnismäßig flache Steigung um mittlere SoCs bei 3.3 V. Dieser Wert wird zugleich Nennspannung der Zelle genannt. [48], [50]

Durch die Nernst'sche Gleichung wird der Verlauf von  $U_{OC}$  in Abhängigkeit von SoC und Temperatur beschrieben [51].

Wird die Zelle elektrisch belastet, weicht die Zellspannung  $U_{Zelle}$  aufgrund der Kinetik an den Elektroden von der Leerlaufspannung  $U_{OC}$  ab. Die Elektroden-Kinetik wird durch verschiedene Prozesse wie z. B. Reaktionsrate, elektrochemischer Doppelschicht



**Abb. 2.1:** Aufbau und Funktionsweise einer Lithium-Cobaltoxid-Zelle dargestellt als galvanisches Element für den Ladevorgang nach [49]

und Diffusion beschrieben. Da diese Prozesse stark temperaturabhängig sind, ist das elektrochemische Verhalten der Lithium-Zellen ebenfalls stark temperaturabhängig. [6], [47]

### 2.1.1 Auswirkung der Temperatur auf das Zellverhalten

Durch das thermische Verhalten der Lithium-Ionen-Zellen werden Reichweite, Lebensdauer und Sicherheit von elektrifizierten Fahrzeugen maßgeblich beeinflusst. Im Folgenden werden die drei wichtigsten Aspekte als für die vorliegende Arbeit relevante Grundlage zusammengefasst.

#### Verfügbare Leistung und Energie

Die Leistungsfähigkeit von Lithium-Ionen-Zellen zeigt ein stark temperaturabhängiges Verhalten. Mit steigender Temperatur steigen auch sowohl Reichweite als auch verfügbare Leistung von elektrifizierten Fahrzeugen auf Lithium-Ionen-Basis. So sinkt aufgrund der verbesserten Ionen-Leitfähigkeit im Elektrolyten bei steigenden Temperaturen auch die Überspannung aus Gleichung 2.5 [52].

Zudem dürfen die Zellen nur in einem konstanten Spannungsbereich betrieben werden, da sonst die Aktivmaterialien zersetzt werden könnten [47]. Die Einhaltung dieser Spannungsgrenzen hat zur Folge, dass für den Lade- und Entladestrom der Zelle unterschiedliche Grenzen je nach Temperatur und Ladezustand eingehalten werden müssen [50]. Bei steigenden Temperaturen kann ein höherer Entladestrom abgerufen werden, da aufgrund des geringeren Innenwiderstands der Abstand der Zellspannung zur Spannungsgrenze sinkt. Somit steigt die verfügbare Leistung mit der Temperatur.



### **Einfluss auf Alterung**

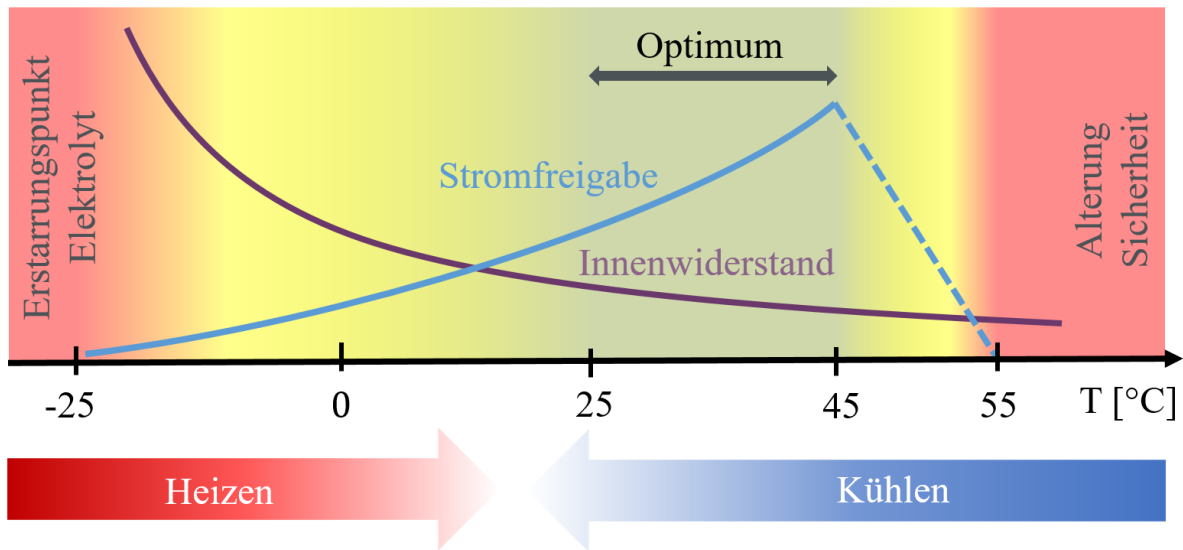
Die Alterung einer Zelle beschreibt den Verlust ihrer Kapazität über die Zeit. Man unterscheidet generell zwischen kalendarischer Alterung durch Lagerung und zyklischer Alterung durch elektrische Belastung der Zelle. Im kalendarischen Fall ist der Temperatureinfluss durch die Arrhenius-Gleichung beschrieben, d. h. die Alterung steigt exponentiell mit der Lagertemperatur [53]. Auch der Ladezustand spielt bei der Lagerung eine wichtige Rolle. Im Gegensatz dazu sind zyklische Alterungsmodelle und deren Temperaturabhängigkeit nicht vollumfänglich beschrieben [54]. Es sind holistische Ansätze für Alterungsmodelle vorhanden, die jedoch anhand von umfangreichen Testreihen parametrisiert werden müssen [55]. Um eine beschleunigte Alterung zu verhindern, wird zumeist eine konstante Maximaltemperatur der Zelle als Anforderung an das thermische Verhalten festgelegt. Selbiges gilt für Temperaturdifferenzen innerhalb der Zelle, durch deren Beschränkung lokale Unterschiede in der Alterungsgeschwindigkeit vermieden werden sollen [56], [57].

### **Sicherheit und Thermal Runaway**

Beim sogenannten thermischen Durchgehen einer Zelle kommt es zu stark exothermen Reaktionen, einer extrem hohen Wärmefreisetzung und somit zur Schädigung der Zelle. Deshalb soll das Eintreten des sogenannten Thermal Runaway durch die thermische Betriebsführung der Zelle verhindert werden. Neben mechanischem und elektrischem Missbrauch kann auch eine falsche Betriebsführung zum Thermal Runaway führen. Bereits ab Temperaturen zwischen 60 °C und 80 °C startet eine Kettenreaktion, bei der es zum internen Kurzschluss der Zelle kommen kann. [58], [59]

Aus den oben genannten Punkten Reichweite, Leistung, Alterung und Sicherheit lässt sich der Temperaturbereich zur Betriebsführung der Lithium-Ionen Zelle ableiten. Für die Reichweite und Leistung des Batteriesystems sind tendenziell höhere Zelltemperaturen vorteilhaft. Dem gegenüber stehen die Beschränkungen aufgrund von Alterung und Gefahr des Thermal Runaways. Dieses ist in Abb. 2.2 abgebildet, anhand der qualitativen Verläufe des Innenwiderstands und der resultierenden Stromfreigabe ist der Zusammenhang mit der Zelltemperatur illustriert. Der Wechsel in den festen Aggregatzustand beschränkt den Betrieb bei niedrigen Temperaturen zum Schmelzpunkt des Elektrolyten hin, hierfür wird zumeist eine Temperatur von -25 °C angesetzt [52]. Ab der sicherheitskritischen Grenze von ca. 55 °C wird kein Strom mehr freigegeben, um einen Thermal Runaway zu verhindern. Die volle Leistung der Zelle wird bis zu einer Temperatur von ca. 45 °C freigegeben. Zwischen diesen Grenzen des Temperatur-Deratings wird die Leistung zunehmend beschränkt, um eine weitere Erwärmung zu verhindern. Für die optimale Temperatur finden sich verschiedene Werte von 35 bis 45 °C [50], [59].

Zusätzlich zur Strombegrenzung können auch aktive Thermomanagementsysteme eingesetzt werden, um die Zellen im optimalen Temperaturbereich zu betreiben. Mögliche Temperaturfenster zur Betriebsstrategie von Heizen und Kühlen sind ebenfalls in Abb. 2.2 eingezeichnet. Die Anforderungen und Umsetzungen des Batteriethermomanagementsystems (BTMS) werden im weiteren Verlauf des Kapitels erläutert.



**Abb. 2.2:** Schema des thermischen Betriebsfensters von Lithium-Ionen-Zellen anhand qualitativer Verläufe von Innenwiderstand und Stromfreigabe in eigener Darstellung. Der optimale Temperaturbereich ist grün illustriert, die Einsatzgrenzen sind rot markiert und beschriftet.

### 2.1.2 Modellierungsansätze

In der Literatur finden sich zahlreiche Beiträge zur simulativen Untersuchung des Zellverhaltens. Für eine umfassende Übersicht vorangegangener Arbeiten zur Modellierung einzelner Zellen sowie des kompletten Systemverhaltens sei vor allem auf die Reviews Wang et al. [6], Xia et al. [7] und Wu et al. [9] verwiesen. Die wichtigsten Ansätze und Modelle zur Darstellung der Zelle werden im Folgenden erläutert.

Für die Darstellung des thermischen Verhaltens von Zellen, Modulen oder ganzen Systemen werden vor allem Feldberechnungsmethoden eingesetzt, aber auch mathematische Modelle konzentrierter Massen und thermischer Netzwerke, wie z. B. in [20], [60] und [61]. Die Modelle lassen sich somit zwischen hochdiskretisierten Feldberechnungen und Ansätzen konzentrierter Massen unterscheiden [5].

Der Vorteil konzentrierter Modelle liegt in geringeren Rechendauern und einfacher Koppelung der Energiebilanz mit dem Modellansatz elektrischer Ersatzschaltbilder (s. u.). Sind die verschiedenen Größen wie z. B. Temperatur und Wärmequellendichte innerhalb einzelner Körper annähernd homogen, können diese Bauteile als konzentrierte Massen in einem thermischen Netzwerkmodell dargestellt werden, anstatt aufwendige Feldberechnungen durchzuführen. Zusätzlich wird als Voraussetzung für ein Modell konzentrierter Massen bei konjugiertem Wärmeübergang eine Biot-Zahl kleiner als Eins gefordert, d. h., dass die Wärmeleitung innerhalb des Bauteils gegenüber dem konvektiven Wärmeübergang an dessen Außenwand nicht relevant ist. [6], [21], [62]

Für beide Ansätze dient der erste Hauptsatz der Thermodynamik als Grundlage zur Temperatur-Berechnung. Im Fall hochaufgelöster Feldberechnungen ist die Energiebilanz in differentieller Form formuliert und enthält die Zustandsgröße der Temperatur  $T$ , sowie die Stoff- bzw. Materialeigenschaften Dichte  $\rho$ , spezifische Wärmekapazität  $c$  und Wärmeleitung  $\lambda$  [6], [63]. Da diese Modelle nicht in der vorliegenden Arbeit verwendet werden, wird die Gleichung hier nicht aufgeführt.

Für ein Netzwerkmodell mit konzentrierten Massen wird die Temperatur  $T$  einer punktförmigen Masse  $m$  mit der Energiebilanz in integraler Form für die vorliegende Arbeit nach Gleichung 2.1 berechnet. Ausgehend von der allgemeinen Energiebilanz für ein offenes System 2.1a wird zwischen Festkörper (2.1b), Gase/ Flüssigkeiten (2.1c) und Kältemittel (2.1d) mit konstanten Kontrollvolumina und ohne technische Arbeit differenziert. Alle drei Gleichungen enthalten den Wärmeübergang zu benachbarten Massenpunkten  $j$  mit dem dazugehörigen thermischen Widerstand  $R_{th,j}$ , hierin ist auch der konvektive Wärmeübergang zwischen Fluid und Festkörper enthalten. Für die Zelle als Festkörper wird die Wärmequelle  $\tilde{Q}$  als Quellterm berücksichtigt. Für Fluide wird von einheitlichen Temperaturen und Enthalpien (Rührkessel-Prinzip), sowie konstanter Masse  $m$  ausgegangen, d. h.  $\sum \dot{m}_f = 0$  der ein- und ausgehenden Fluidmassenströme  $\dot{m}_f$  bei konvektivem Energietransport. Bei Flüssigkeiten und Gasen wird keine Druckänderung berücksichtigt und die Enthalpie anhand der Temperatur und isochoren Wärmekapazität  $c_v$  berechnet. [64]- [66]

$$\frac{d(U)}{dt} = \sum_j \dot{Q}_j + \sum_f \dot{m}_f h_f + \sum_k \dot{W}_k \quad (\text{allgemeine Energiebilanz}) \quad (2.1a)$$

$$m c_p \frac{d(T)}{dt} = \sum_j \frac{T_j - T}{R_{th,j}} + \tilde{Q} \quad (\text{für Festkörper}) \quad (2.1b)$$

$$m c_v \frac{d(T)}{dt} = \sum_j \frac{T_j - T}{R_{th,j}} + \sum_f \dot{m}_f (h_f - h) \quad (\text{für Gase/Flüssigkeiten}) \quad (2.1c)$$

$$m \frac{d(h)}{dt} = V \frac{dp}{dt} + \sum_j \frac{T_j - T}{R_{th,j}} + \sum_f \dot{m}_f (h_f - h) \quad (\text{für Kältemittel}) \quad (2.1d)$$

Während in den Feldberechnungen die Strömungs- und Temperaturgrenzschicht des konvektiven Wärmeübergangs aufgelöst werden, wird für Netzwerkmodelle der Wärmeübergang an das Fluid zumeist mit Gleichung 2.2 makroskopisch beschrieben. Hierbei wird der konvektive Wärmeübergang über die Nusseltzahl  $Nu$  charakterisiert und somit der Übergangskoeffizient  $\alpha$  ermittelt. Dieser bestimmt wiederum zusammen mit der übertragenden Fläche sowie der Festkörper-Wärmeleitung einen konjugierten thermischen Widerstand  $R_{th,j}$  aus Gleichung 2.1. Es müssen geeignete Beziehungen für die Nusseltzahl  $Nu$  in Abhängigkeit des Fluids und der Strömung gefunden werden (vgl. Abschnitte 4.3.3, 5.3 und 5.4).

$$Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda_F} \quad (2.2)$$

Neben der Energiebilanz muss auch das elektrochemische Verhalten der Zellspannung unter Last beschrieben werden. Zur Simulation des Zellverhaltens haben sich laut Wang et al. [6] in der Wissenschaft zwei Ansätze etabliert: die vereinfachten, elektrischen Ersatzschaltbilder und die detaillierten, elektrochemischen Modelle.

Bei den elektrischen Ersatzschaltbildern handelt es sich um einen empirischen Ansatz zur Beschreibung des Zellverhaltens. Das gemessene Eingangs-/Ausgangsverhalten von Größen wie z. B. Strom und Spannung kann dabei durch verschiedene Topologien aus Innenwiderständen, Spannungsquellen und Kondensatoren abgebildet werden [67]. Ein Beispiel findet sich in Abb. 2.3. Hu et al [68] stellen verschiedene Schaltbilder vor und optimieren die Modellparameter. In der Validierung anhand vom Verlauf der Zellspannung über Zeit zeigt sich für alle Modelle ein mittlerer Fehler, der kleiner ist als 25 mV. Bei einer unteren Zellspannung von 2.5 V entspricht dieses einer relativen Abweichung von 1%.

Bei den elektrochemischen Modellen handelt es sich um einen theoretischen Ansatz, die physikalischen und chemischen Grundlagen des Zellverhaltens abzubilden. Die dargestellten Mechanismen umfassen u. a. Reaktionskinetik, Transportprozesse und Ladungsbilanzen. Dabei wird die Energiebilanz um weitere Terme zur Differenzierung von Fest- und Flüssigphase erweitert sowie mit einem Modell zum elektrochemischen Verhalten gekoppelt. Eine detaillierte Zusammenfassung zum elektrochemisch-thermischen Verhalten findet sich bei Bandhauer [69], [70], eine Übersicht zu den Modellen bei Wang et al. [6].

Die elektrochemische Simulation eignet sich somit vor allem zur detaillierten Analyse der Zelle [9]. Für die thermische Auslegung des Batteriesystems ist jedoch nur die makroskopische Darstellung des Temperaturverhaltens der Zelle von Interesse, somit ist ein elektrisches Ersatzschaltbild ausreichend. Deshalb wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit nur der Ansatz elektrischer Ersatzschaltbilder betrachtet.

Wird das Zellverhalten in Abhängigkeit der Temperatur beschrieben, spricht man je nach Ansatz zur Zellmodellierung entweder von einem elektro-thermisch oder elektrochemisch-thermisch gekoppelten Modell [6], [7], [9].

### 2.1.3 Berechnung der mittleren Wärmefreisetzung

Im BTMS gibt es drei Dynamiken mit steigenden Zeitkonstanten: Während Strom- und Leistungsprofil zumeist sehr dynamisch sind und durch das Fahrverhalten beschrieben werden, sind Zellspannung und Verlustleistung hierzu aufgrund der elektrischen Kapazitäten der Zelle vergleichsweise träge. Die Temperaturen an der Zelloberfläche weisen

wiederum noch höhere Zeitkonstanten auf, dieses liegt in der hohen Wärmekapazität und der Wärmeleitung in der Zelle begründet.

Für die vorliegende Arbeit wird deshalb davon ausgegangen, dass sich das Temperaturverhalten der Zelle anhand der stationären, thermodynamischen Mitteltemperatur  $T$  der Zelle beschreiben lässt, und es werden für die Wärmequelle  $\tilde{Q}$  und elektrische Größen gemittelte Werte verwendet. Es gilt also, einen mittleren Wert der Wärmefreisetzung zu bestimmen, und dabei die Dynamik des Zellverhaltens aufgrund kapazitiver Effekte zu berücksichtigen. Im Folgenden wird der Dynamikfaktor zur Berücksichtigung des Fahrprofils für stationäre Temperaturberechnungen eingeführt, im Kontext des BTMS stellt dieses bereits einen Beitrag dieser Arbeit dar.

Da im weiteren Verlauf der Arbeit stationäre Temperaturen und Wärmequellen betrachtet werden, wird folgende Vereinfachung getroffen: Im stationären Fall entspricht die Wärmequelle  $\tilde{Q}$  laut Gleichung 2.1b dem Wärmestrom an die Kühlung  $\dot{Q}$  und beide Größen werden vereinfachend als  $\dot{Q}$  bezeichnet.

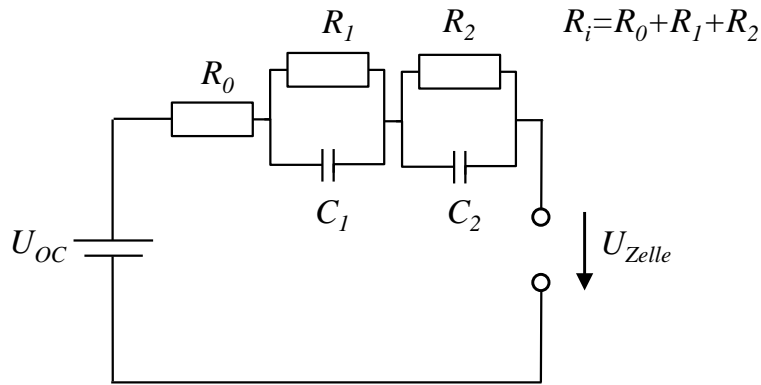
Im Folgenden wird erläutert, wie sich die mittlere Wärmefreisetzung  $\dot{Q}$  einer einfach diskretisierten Zelle mithilfe eines elektrisch-thermisch gekoppelten Modells aus den Eingangsgrößen berechnen lässt, da dieses im weiteren Verlauf der Arbeit verwendet wird. Hierfür dienen [6], [67], [71] und [72] als Grundlage.

Zur thermischen Auslegung in dieser Arbeit wird eine repräsentative, mittlere Leistung  $P_{el}$  als Eingangsgröße benötigt. Die Festlegung dieses Werts ist vor allem mit Hinblick auf die Berechnung der Verluste und deren quadratische Abhängigkeit vom Strom sorgfältig zu prüfen. Die repräsentative Leistung  $P_{el}$  kann z. B. auch anhand des Mittelwerts eines Leistungsprofils  $P(t)$  bestimmt werden. Es wird davon ausgegangen, dass in der Konzeptphase die Abschätzung eines Leistungsprofils  $P(t)$  größere Ungenauigkeiten enthält, als durch die Vereinfachung auf konstante Werte hervorgerufen wird.

Da die Verluste für die thermische Auslegung ausgewertet werden sollen, sind die sich daraus ergebende Spannung und Strom als konstante Effektivwerte zu betrachten. Der Effektivwert des elektrischen Stromes ist als derjenige konstante Strom  $I$  definiert, bei dem in einem elektrischen Widerstand dieselben Verluste umgesetzt werden wie bei dem transienten Stromprofil  $I(t)$  [73].

Zur Beschreibung des Zellverhaltens wird ein elektrisches Ersatzschaltbild verwendet. In Abb. 2.3 ist das Ersatzschaltbild mit offener Klemmenspannung  $U_{OC}$ , einem Vorwiderstand  $R_0$  und zwei RC-Gliedern zur Darstellung des kapazitiven Verhaltens der Zelle dargestellt. Sowohl die OCV-Kurve als auch die Widerstände werden in Abhängigkeit von SoC und Temperatur parametrisiert, somit lässt sich die Koppelung der Modelle realisieren [60]. Mithilfe der temperaturabhängigen Innenwiderstände lassen sich z. B. die Effekte variierender Temperaturen auf die Leistungsfähigkeit darstellen.

Neben der Festlegung der elektrischen Leistung anhand eines repräsentativen, mittleren Werts zur Beschreibung der Amplitude des Leistungsprofils  $P(t)$  gilt es zudem, den



**Abb. 2.3:** Elektrisches Ersatzschaltbild mit einem Innenwiderstand und zwei RC-Gliedern zur Beschreibung des Zellverhaltens nach [67]

Einfluss der Fahrdynamik bzw. der Frequenz des Leistungsprofils auf das Zellverhalten abzubilden.

Durch den folgenden Ansatz für diese Arbeit wird es ermöglicht, den Einfluss der Fahrdynamik auf die mittlere Wärmefreisetzung  $\dot{Q}$  zu berücksichtigen. Die Dynamik des Leistungsprofils wird für die vorliegende Arbeit anhand einer typischen Pulsdauer  $t_p$  beschrieben, die als Eingangsgröße für die thermische Auslegung festgelegt werden muss. So wird z. B. zwischen Beschleunigungs- und Rekuperationsvorgängen im Stadtverkehr und langen Autobahnfahrten mit Schnellladen differenziert. Die beiden Profile unterscheiden sich in der Pulsdauer  $t_p$ : Während bei der Stadtfahrt die Wechsel zwischen Laden/Entladen im Takt von beispielsweise 10s stattfinden, kann dieser Wechsel auf der Autobahn mit Laden bis zu Stunden dauern.

Die Beschreibung der Fahrdynamik anhand der Pulsdauer ist notwendig, um makroskopisch das kapazitive Verhalten der Zelle darzustellen, Abb. 2.3: Bei dynamischen Belastungen  $I(t)$  fließt der Strom bis zu deren Aufladung zunächst nur über die Kapazitäten, und erst anschließend über die parallelen Widerstände. Die beiden RC-Glieder bzw. Hochpässe besitzen typische Zeitkonstanten  $\tau_j = R_j C_j$  in Größenordnungen von  $\tau_1 \approx 5 - 30\text{ s}$  bzw.  $\tau_2 \approx 100 - 300\text{ s}$ . Bis zum Abklingen der kapazitiven Effekte fällt die Zellspannung an den Ausgangsklemmen  $U_{Zelle}$  beim Entladen kontinuierlich ab, beim Laden steigt sie an [51]. Liegt die typische Pulsdauer  $t_p$  unterhalb einer oder beider Zeitkonstanten, ist nur ein Teil  $c$  des Gesamtwiderstands  $R_i = R_0 + R_1 + R_2$  am Abfall der Zellspannung und den ohmschen Verlusten beteiligt. Der Dynamikfaktor  $c$  als Funktion der Pulsdauer  $t_p$  wird als Begriff hierfür eingeführt und in Gleichung 2.3 definiert.

$$c(t_p) = \frac{U_{OC} - U_{Zelle}(t_p)}{U_{OC} - U_{Zelle}(t_p \rightarrow \infty)} = \frac{R_i(t_p)}{R_i} \quad (2.3)$$

Um  $R_i(t_p)$  zu beschreiben, wird eine Funktion  $c(t_p)$  anhand von Gleichung 2.4 für das R-2RC-Modell aus Abb. 2.3 bestimmt. Das Modell wird durch einen Innenwiderstand  $R_0$

sowie zwei RC-Glieder mit Widerständen  $R_1, R_2$  und Zeitkonstanten  $\tau_1, \tau_2$  beschrieben. Der Faktor ist maximal  $c = 1$  für  $t_p \rightarrow \infty$ , das Minimum für  $t_p \rightarrow 0$  hängt von der Zelle ab und liegt beispielsweise bei  $c \approx 0.4$ . Deshalb sind die kapazitiven Effekte vor allem bei kurzen Pulsdauern zu beachten.

$$c(t_p) = \frac{R_0}{R_i} + \frac{R_1}{R_i} \frac{t_p^2}{t_p^2 + (\pi\tau_1)^2} + \frac{R_2}{R_i} \frac{t_p^2}{t_p^2 + (\pi\tau_2)^2} \quad (2.4)$$

Die gemittelte effektive Zellspannung  $U_{Zelle}$  lässt sich somit zu Gleichung 2.5 annähern. Hierbei werden sowohl Leerlaufspannung  $U_{OC}$  als auch Innenwiderstand  $R_i$  als Funktion von  $(SoC, T)$  aus dem Ersatzschaltbild in Abb. 2.3 übernommen. Für den Entladefall trägt der Strom  $I$  an den Ausgangsklemmen ein positives Vorzeichen, beim Laden ein negatives.

$$U_{Zelle} = U_{OC}(SoC, T) - c(t_p) R_i(SoC, T) I \quad (2.5)$$

Mit der effektiven Zellspannung aus Gleichung 2.5 und dem effektiven Strom lässt sich die mittlere Leistung  $P_{el}$  für ein Batteriesystem aus insgesamt  $n_{Zelle}$  Zellen anhand Gleichung 2.6 berechnen.

$$P_{el} = n_{Zelle} (U_{OC}(SoC, T) I - c(t_p) R_i(SoC, T) I^2) \quad (2.6)$$

Für die thermische Auslegung wird die gemittelte Wärmefreisetzung  $\dot{Q}$  betrachtet. Der Innenwiderstand führt während der elektrischen Belastung zu Verlusten in Form von Wärme. Diese ohmschen Verluste gehören zum irreversiblen Teil der Wärmequelle bzw. des Wärmestroms  $\dot{Q}$ , der in der Energiegleichung als Quellterm innerhalb der Zelle implementiert ist. Der gesamte Wärmestrom  $\dot{Q}$  setzt sich aus irreversiblen und reversiblen Anteilen zusammen, Gleichung 2.7.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{irr} + \dot{Q}_{rev} \quad (2.7)$$

Zum irreversiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_{irr}$  gehören neben den ohmschen Verlusten auch Anteile aus Mischungsenthalpien der Ladungsträger und Nebenreaktionen, diese lassen sich jedoch zumeist vernachlässigen. Der reversible Teil des Wärmestroms  $\dot{Q}_{rev}$  kommt durch die Entropieänderung beim Entlade- bzw. Ladevorgang zustande. Aus dem elektrischen Verhalten lässt sich der Wärmestrom  $\dot{Q}$  anhand Gleichung 2.8 berechnen. [51], [69], [74]- [77]

$$\dot{Q} = I^2 c(t_p) R_i(SoC, T) - IT \frac{\partial U_{OC}(SoC, T)}{\partial T} \quad (2.8)$$

Der erste Term  $I^2 R_i$  beschreibt die ohmschen Verluste der Zelle  $P_{V,Zelle}$ , der zweite Term  $IT \frac{\partial U_{OC}}{\partial T}$  den reversiblen, entropischen Anteil. Letzterer kann sowohl zur Erwärmung als auch zur Abkühlung der Zelle führen, je nach Stromrichtung und SoC, für den sich unterschiedliche Gradienten  $\frac{\partial U_{OC}}{\partial T}$  ergeben. Dieser Gradient entspricht somit der Entropieänderung bei der (De-) Interkalation des Lithium-Ions [78]. Im Anhang B findet sich hierzu eine kurze, vereinfachte Herleitung.

Auch die Zelltemperatur  $T$  beeinflusst den reversiblen Anteil. Die ohmschen Verluste sind nicht stromrichtungsabhängig und steigen quadratisch mit dem elektrischen Strom.

Für die vorliegende Arbeit wird angenommen, dass sich durch die Mittlung über Lade- und Entladevorgänge die reversiblen Anteile des Wärmestroms  $IT \frac{dU_{OC}}{dT}$  aufheben und deshalb nicht berücksichtigt werden müssen. Für längere Pulsdauern ist die Vernachlässigung der reversiblen Anteile deshalb nur zulässig, wenn hohe Ströme betrachtet werden und somit die ohmschen Verluste deutlich überwiegen. Durch die Vereinfachung ergibt sich, dass im stationären Punkt der Wärmestrom  $\dot{Q}$  mit den elektrischen Verlusten  $P_{V,Zelle}$  gleichzusetzen ist (siehe Gleichung 2.9).

Die Gleichungen 2.5, 2.6 und 2.8 sind in Abhängigkeit des Ladezustandes beschrieben. Da die Berechnungen anhand gemittelter Größen und nicht für ein transientes Profil erfolgen, muss auch hierfür eine Vereinfachung getroffen werden. Es kann entweder ein mittlerer Wert für den im Profil genutzten SoC-Bereich ausgewertet werden, z. B.  $SoC = 50\%$  bei  $20\% < SoC(t) < 80\%$ , oder offene Klemmenspannung und Widerstand werden über den genutzten SoC-Bereich gemittelt.

Die Berechnung der mittleren Wärmefreisetzung unter Berücksichtigung der Dynamik zwischen Fahr- und Zellverhalten bzw. zwischen elektrischer Leistung und Verlustleistung ergibt sich somit zu Gleichung 2.9. Anhand der Wärmefreisetzung kann im weiteren Verlauf der Arbeit die stationäre Temperatur der Zelle ermittelt werden und die thermische Auslegung des Batteriesystems erfolgen.

$$\dot{Q} = P_{V,Zelle} = c(t_p) R_i(T) I^2 \quad (2.9)$$

## 2.2 Aufbau von Fahrzeug-Batteriesystemen

In diesem Abschnitt werden die relevanten Grundlagen zum Aufbau von Batteriesystemen für Fahrzeuge erläutert.

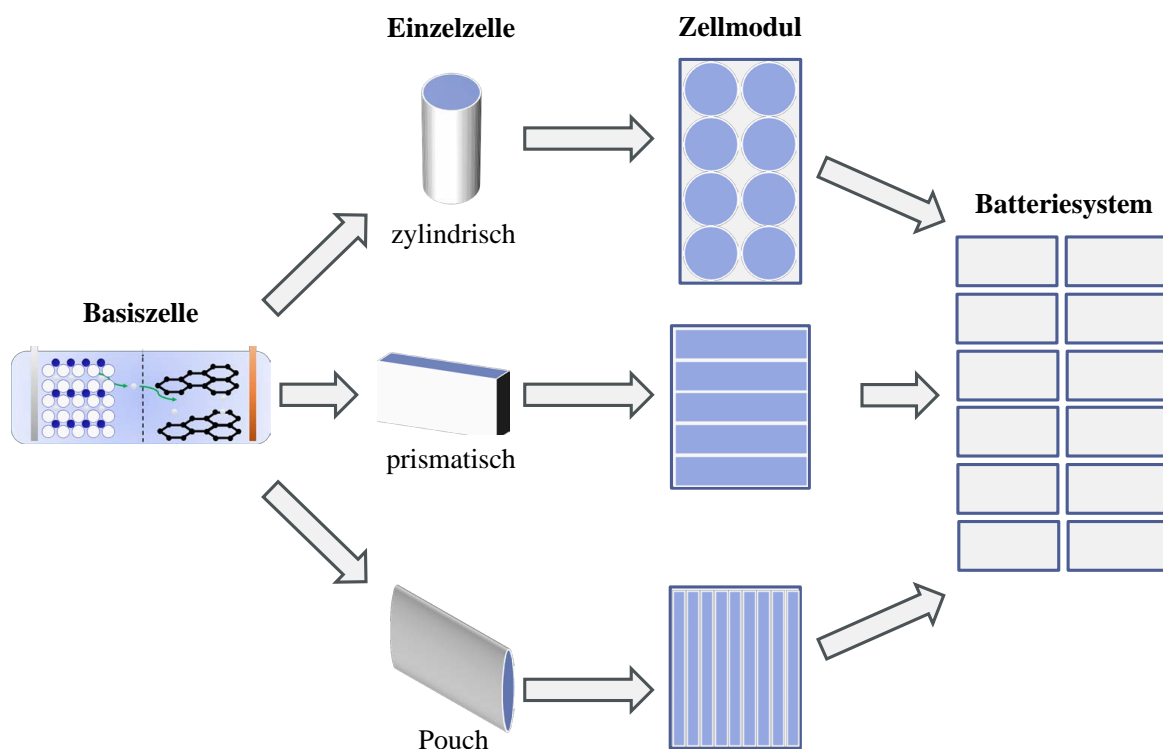
Als Batteriesystem versteht man die komplette Energiespeichereinheit als einzelnes Bauteil zum Einbau ins Gesamtfahrzeug. Batteriesysteme werden anhand verschiedener Aspekte unterschieden, zu den wichtigsten gehört neben Energieinhalt und Leistung der Anwendungsfall. Der Anwendungsfall beschreibt, in welcher Art von elektrifiziertem Fahrzeug das Batteriesystem eingesetzt werden soll: mild Hybrid (mHEV),



Hybrid (HEV), Plugin-Hybrid (PHEV) und Battery Electric Vehicle (BEV). Beim HEV und mHEV handelt es sich um Batteriesysteme, die lediglich zur Speicherung von Rekuperations- und Motorleistung verwendet werden. [48]

In dieser Arbeit werden ausschließlich die Batteriesysteme von PHEVs und BEVs betrachtet, mithilfe denen die komplette Traktionsenergie rein elektrisch bereitgestellt werden kann.

Die Zelle beschreibt die kleinste Energieeinheit bzw. Subkomponente zum Verbau in Fahrzeug-Batteriesystemen. Eine einzelne Zelle besteht aus mehreren Schichten gewickelter oder gestapelter Basiszellen bzw. galvanischer Zellen aus Abb. 2.1, sowie dem Zellgehäuse zum Einfassen des Wickels bzw. Stapels. Es können drei verschiedene Zellformen verwendet werden: zylindrische Rundzellen, prismatische und elliptische Zellen, besser bekannt als Pouchzellen. Im Gegensatz zur Rundzelle entspricht die Form von prismatischen und Pouchzellen vereinfachend einem Quader. Während die einzelnen Schichten der Basiszelle für zylindrische und prismatische Zellen gewickelt werden, erfolgt für Pouchzellen eine Stapelung. Die Integration der Basiszelle als Wickel oder Stapel in verschiedenen Zellformen ist in Abb. 2.4 lediglich angedeutet.

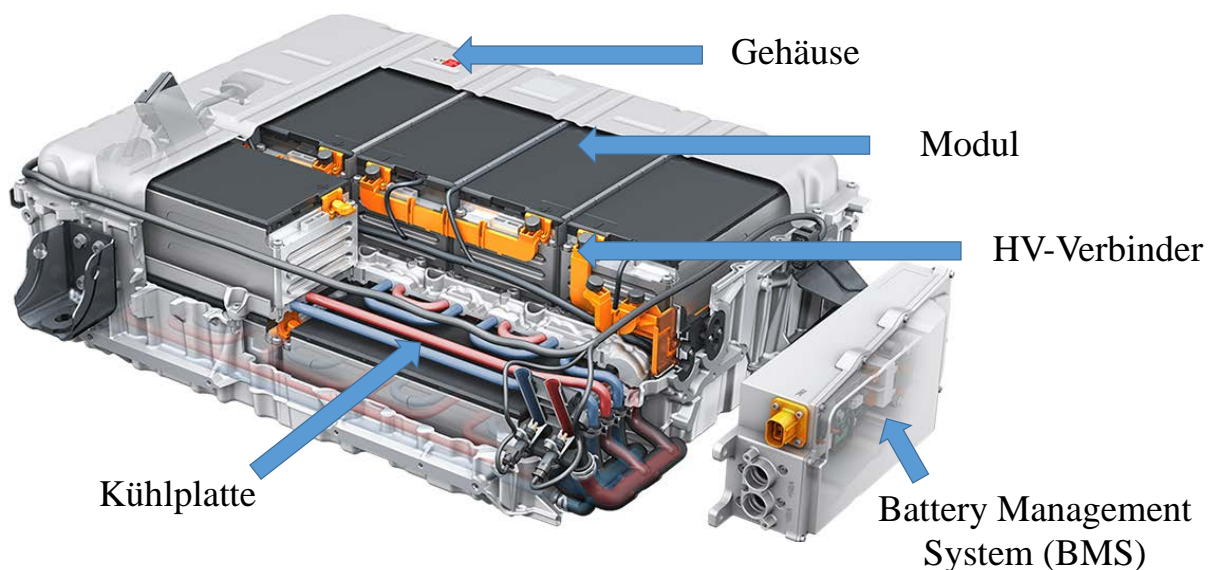


**Abb. 2.4:** Integrationsstufen für verschiedene Zelltypen im Batteriesystem nach [79]. Die Einzelzelle stellt die kleinste Baugruppe gewickelter oder gestapelter Basiszellen dar. Mehrere Einzelzellen werden im Modul zusammengefasst, das Modul wird im System verbaut.

Die Integration von Einzelzellen über Module in ein Batteriesystem wird von Hallaj et al. [79] beschrieben und ist Abb. 2.4 für die verschiedenen Zellformen dargestellt. Das

Modul beschreibt die Komponente zur Integration ins Batteriesystem. Dieses besteht in der Regel aus mehreren Einzelzellen sowie dem Modulgehäuse. Je nach Aufbau des Moduls kann es allerdings auch vereinfachend als ein ganzzahliges Vielfaches der Einzelzellen betrachtet werden, wie z. B. im Cell-to-Pack Ansatz [80]. Somit handelt es sich bei der Differenzierung zwischen den Bauteilen Zelle und Modul zumeist lediglich um eine Frage der Definition.

Neben den Modulen werden weitere Komponenten im Batteriesystem verbaut. In Abb. 2.5 ist ein Beispiel eines Batteriesystems mit zwei Ebenen dargestellt. Das Battery Management System (BMS) ist das Steuergerät des Batteriesystems inkl. der Software-Funktionen für das BTMS.



**Abb. 2.5:** Aufbau eines Fahrzeug-Batteriesystems nach [81]: Das BMS ist mit der Abschalteinheit in einer Box integriert. Module und Abschalteinheit sind über die elektrischen Verbinder (orange) kontaktiert. BMS und Zellmodule kommunizieren über den Kabelbaum (schwarz). Die Kühlplatte inkl. Vor- und Rücklauf (blau/rot) ist ins Gehäuse integriert.

### 2.3 Aufgaben des BTMS und Zielsetzung der thermischen Auslegung

In diesem Abschnitt werden die Anforderungen an das BTMS sowie die Unterschiede zwischen Kühl- und Heizfunktion beschrieben. Darauf aufbauend wird die Zielsetzung für den Auslegungsprozess des BTMS für die vorliegende Arbeit konkretisiert.

Nach Pesaran et al. [11] lauten die Ziele und Herausforderungen für den Entwurf eines Thermomanagements von Batteriesystemen wie folgt:

**Einhalten der optimalen Betriebstemperatur**

Diese Anforderung beschreibt im wesentlichen die Einhaltung des Betriebsfensters bzw. des grünen Bereichs in Abb. 2.2.

**Einhalten von Temperaturgradienten**

Wie in Abschnitt 2.1 erwähnt, ist die Leistungsfähigkeit temperaturabhängig. Kommt es zu Temperaturdifferenzen zwischen zwei Zellen, muss die Leistung anhand der kritischeren Temperatur limitiert werden. Um die volle Leistungsfähigkeit über alle Zellen zu gewährleisten, muss deshalb die Temperaturhomogenität gewährleistet sein. [57]

Nach [11] sollte die Temperaturdifferenz zwischen einzelnen Zellen maximal 5 K betragen, hierbei wird von jeweils homogenen Zelltemperaturen ausgegangen. Diese Anforderung wird in dieser Arbeit vor allem für die Auslegung der Kühlplatten (Kapitel 5) berücksichtigt.

Auch Temperaturgradienten über eine einzelne Zelle müssen beschränkt werden, um lokale Überlastungen innerhalb der Zelle zu verhindern (vgl. Abschnitt 2.1.1). Hierfür wird zumeist eine obere Grenze von  $\Delta T_{Z,max} = 10\text{ K}$  herangezogen [11]. Diese Anforderung wird in dieser Arbeit ebenfalls als Eingangsgröße zur thermischen Auslegung betrachtet, siehe Abschnitt 4.2.

Für beide Anforderungen gilt, dass deren Spezifikation im Rahmen der Arbeit nicht betrachtet wird. Es wäre eine detaillierte Analyse der Alterung notwendig, um diese Werte genau zu berechnen. Stattdessen werden die zuvor genannten Werte 5 K bzw. 10 K verwendet, und die entsprechenden Anforderungen als Eingangsgröße zur thermischen Auslegung aufgeführt, siehe Abschnitt 3.4.

**Minimierung des Energieverbrauchs für das BTMS**

Wird ein aktives Thermomanagement zur Einhaltung der Temperaturgrenzen verwendet (siehe Abschnitt 2.3), ergibt sich aus der Leistungsaufnahme zusätzlicher Komponenten, wie z. B. Verdichter, Pumpen oder PTC-Heizer, ein weiterer Energieverbrauch. Dieser wirkt sich negativ auf die Reichweite des Fahrzeugs aus. Dementsprechend sollten z. B. Kühlplatten für möglichst geringe Förderleistungen des Fluids ausgelegt sein. Für Kühlmittel bedeutet dieses z. B. möglichst geringe Druckverluste aufgrund von Wandreibung, für Kältemittel hingegen eine möglichst hohe Verdampfungstemperatur im Kühlbetrieb. Aufgrund des höheren Innenwiderstands wirkt sich auch ein Betrieb der Zellen bei niedrigen Temperaturen negativ auf den Energieverbrauch aus und sollte deshalb vermieden werden (siehe Abschnitt 2.1.1).

**Minimierung von Bauraum, Gewicht und Kosten des BTMS**

Auch für das BTMS gilt das allgemeine Entwicklungsziel minimaler Aufwände bzgl. Bauraum, Gewicht und Kosten der verwendeten Komponenten, z. B. der Kühlplatte. Bei der Anwendung aktiver Kühlmedien muss zudem der gesamte Kühlkreislauf betrachtet werden, da ggf. weitere Bauteile wie z. B. Pumpen, Ventile und Sensoren hinzukommen.

Im Idealfall wird das Kühlfluid bereits für andere Komponenten im Fahrzeug angewandt, um zusätzliche Aufwände zu minimieren. Falls ein thermisches Kontaktmaterial verwendet wird (Abschnitt 2.4), muss auch dieses betrachtet werden.

In Hinblick auf den weiteren Verlauf der Entwicklung des BTMS kommen ggf. noch weitere Kriterien mit hinzu, wie z. B. Randbedingungen und Ökobilanzen für verschiedene Fertigungsverfahren (siehe Abschnitt 2.5). Diese Anforderungen werden in der vorliegenden Arbeit für die thermische Auslegung nicht weiter betrachtet. Zur Betrachtung einer detaillierteren Entwicklung einzelner Konzepte unter Berücksichtigung der Fertigungsverfahren sei auf die Dissertation von Smith [82] verwiesen. Hier lassen sich auch die vier zuvor genannten Ziele wiederfinden.

Aus den vier genannten Anforderungen an das BTMS werden die Minimierung des Energieverbrauchs und der Aufwände in Form von benötigten Bauraum als Auslegungsziele dieser Arbeit betrachtet. Die Einhaltung der optimalen Betriebstemperatur und der Temperaturgradienten sollen als Nebenbedingungen dienen. Die Auslegungsziele werden in Abschnitt 3.2 aufgegriffen und darauf aufbauend der Ablauf des Gesamtprozesses zur thermischen Auslegung dargestellt.

Neben der Einhaltung maximaler Betriebstemperaturen der Zellen durch Kühlung ist das Heizen bei niedrigen Temperaturen eine wichtige Aufgabe des BTMS (vgl. Abb. 2.2). Beim Kühlen ist der Wärmestrom durch das BTMS den Verlusten innerhalb der Zelle entgegen gerichtet, d. h. Verluste werden aus der Zelle abgeführt. Vereinfacht betrachtet kommt es deshalb im Kühlfall zu einem stationären Zustand der Zelltemperaturen, bei dem der Wärmestrom in das BTMS und die Wärmefreisetzung der Zelle  $\dot{Q}$  übereinstimmen (vgl. Gleichung 2.1). Im Heizfall ist eine möglichst schnelle Erwärmung der Zelle erwünscht, weshalb der Wärmestrom vom BTMS in die Zelle gerichtet ist. Dieser addiert sich mit den Verlusten in der Zelle und führt zu einem Temperaturanstieg. Für eine genaue Berechnung und Auslegung der Heizung wird eine Analyse des transienten Verhaltens benötigt, da die Zelle bis zum Ende des Heizfensters (siehe Abb. 2.2) erwärmt wird.

Während für die Kühlung immer ein BTMS-Konzept notwendig ist, ist es unter gewissen Umständen möglich, auf eine zusätzliche Heizfunktion zu verzichten. Der Einsatz einer Heizfunktion des BTMS ist notwendig, wenn bei niedrigem Temperaturniveau vom Batteriemanagementsystem nicht genug Leistung freigegeben wird, um eine ausreichende Erwärmung durch Verluste innerhalb der Zelle herbeizuführen. [52]

In der Literatur wird bzgl. der Leistung des BTMS zumeist nicht zwischen Heizen und Kühlen differenziert, es wird im Allgemeinen aber implizit davon ausgegangen, dass die benötigte Heizleistung in etwa der Kühlleistung entspricht [4], [9], [52].

Die möglichen Umsetzungen von BTMS-Konzepten ergeben sich aus den Freiheitsgraden zur thermischen Auslegung, siehe Abschnitt 2.4. Für die Heizung von BEVs sind im Stand der Technik und in der Literatur vor allem zwei Lösungen verbreitet:

Heizung durch eine Wärmepumpe im Kältemittelkreislauf oder durch PTC-Heizer direkt in der Batterie bzw. im Kühlmittelkreislauf. Auch die Verluste aus z. B. Motor und Leistungselektronik können über das Kühlmittel zur Heizung der Batterie verwendet werden. Diese Möglichkeit findet im PHEV Anwendung. Somit wird zumeist dasselbe Thermomanagementsystem sowohl für Heizen als auch Kühlen verwendet, lediglich bei PTC-Heizern direkt in der Batterie ist dieses nicht der Fall. [52], [83], [84]

Beim Einsatz des Kältemittelsystems als Wärmepumpe zur Heizung wird das Kältemittel im Luft-Kältemittel-Wärmeübertrager verdampft, und kondensiert entweder im Wärmeübertrager bzw. Kühlplatte der Batterie oder im sog. Chiller, einem Wärmeübertrager zwischen Kälte- und Kühlkreislauf (siehe Abb. 2.7). Je nach verwendeten Kältemittel wird jedoch der Einsatz der Wärmepumpe durch eine minimale Außentemperatur begrenzt. Hierbei limitiert der Ansaugdruck des Verdichters und Vereisung des Verdampfers zumeist den Betrieb bei tiefen Umgebungstemperaturen [85].

PTC-Heizer sind Heizungen, die elektrische Leistung über ohmsche Verluste in Wärme wandeln. Ein PTC-Widerstand kann in diversen Bauformen und Leistungen angewandt werden, z. B. in Form von Heizmatten mit integrierten Leiterbahnen. Für den Vergleich von PTC und Wärmepumpe spielt neben dem Temperaturverlauf der Batterie auch der Energieverbrauch eine signifikante Rolle. Für die Innenraumklimatisierung von BEVs findet sich eine quantifizierte Analyse des Energiebedarfs von PTC und Wärmepumpe bei Westerloh [86]. Dabei wird die Effizienz der Wärmepumpe gegenüber dem PTC-Heizer hervorgehoben. Für eine qualitative Bewertung der Heizkonzepte lässt sich deshalb die Behauptung aufstellen, dass auch für die Batterie die Wärmepumpe effizienter arbeitet als der PTC.

Für den Prozess zur thermischen Auslegung wird zunächst nur die Kühlfunktion betrachtet. Die Kühlung ist im Allgemeinen der kritische Fall: Zum einen ist der Einsatz der Heizung im Gegensatz zur Kühlung nicht immer notwendig, zum anderen kann bei Bedarf das BTMS-Kühlkonzept um PTC-Heizer oder ggf. Wärmepumpenbetrieb erweitert werden. Deshalb wird Heizen nur qualitativ im Ablauf des Gesamtprozesses berücksichtigt, siehe ebenfalls Abschnitt 3.2.

## 2.4 Freiheitsgrade zur Auslegung des BTMS

Es gibt diverse Möglichkeiten, ein Batterithermomanagementsystem zu gestalten. Basierend auf den Reviews [4], [5], [7] und [83] werden für diese Arbeit insgesamt sechs Freiheitsgrade zur Auslegung identifiziert, die im Folgenden erläutert werden. Für die Darstellung eines umfassenden Prozesses zur Auslegung des BTMS als Ziel dieser Arbeit (Abschnitt 1.3) müssen diese Freiheitsgrade erfasst und festgelegt werden, siehe Kapitel 3.

## 1. Fluid

Für das BTMS können verschiedene Medien verwendet werden, über die Wärme zwischen Batteriesystem und Umgebung übertragen wird. Zum einen beschreibt der Freiheitsgrad Fluid, ob hierfür Luft, Flüssigkeit oder Kältemittel verwendet wird. Zum anderen stehen als Flüssigkeiten und Kältemittel eine Vielzahl möglicher Stoffe zur Auswahl, z. B. Tetrafluorethan als Kältemittel im BMW i3 [87]. Zur Wärmeübertragung an die Umgebung ist u. U. eine Integration ins Fahrzeugthermomanagementsystem notwendig, welche einen weiteren Freiheitsgrad darstellt.

Im Zuge der EU-Richtlinie 2006/40/EG ist der Einsatz von u. a. R134a aufgrund des hohen Treibhauspotentials für alle PKW-Neuzulassungen in Europa seit 2017 gesetzlich verboten [88]. Auch in weiteren Ländern wie z. B. der USA, Japan und Kanada wird der PKW-Einsatz von Kältemitteln mit hohem Treibhauspotential zunehmend reglementiert [86]. Als Alternative wird Kohlenstoffdioxid gehandelt. CO<sub>2</sub> besitzt im Vergleich sowohl zu herkömmlichen Kältemitteln als zur Alternative R1234yf ein niedriges Global Warming Potential sowie Gefährdungspotential [89], [90].

## 2. Systemantrieb

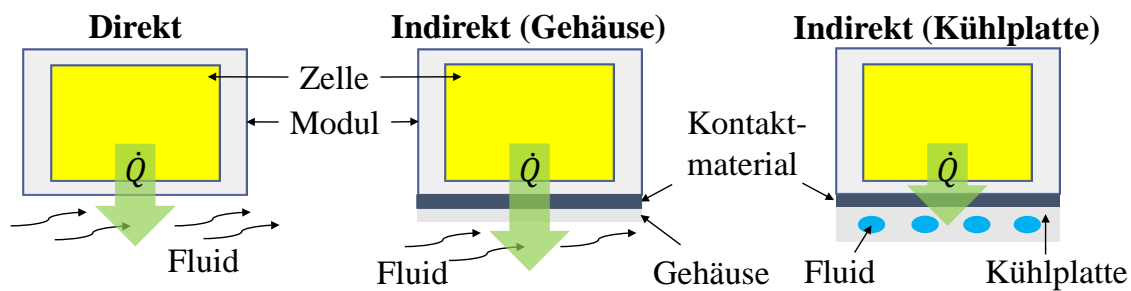
Das BTMS kann die Verwendung weiterer Energieverbraucher wie Aktoren oder Aggregate beinhalten. Der Freiheitsgrad Systemantrieb beschreibt, ob dieses der Fall ist. Es stehen aktive und passive Systemantriebe zur Auswahl. Laut [4] handelt es sich um ein aktives BTMS, wenn Energieverbraucher wie Aktoren oder Aggregate zur Steuerung oder Regelung der Zelltemperatur verwendet werden. Hierunter fallen z. B. Verdichter und PTC-Heizer. In dieser Arbeit werden vor allem die Aggregate zur Fluidförderung (Lüfter, Pumpen, Verdichter) betrachtet, da deren Leistungsaufnahme vom BTMS bestimmt wird. Bei passiven Systemen hingegen gibt es im Betrieb keine aktive Steuerung oder Regelung der Temperatur, somit kann nur durch konstruktive Maßnahmen das thermische Verhalten beeinflusst werden. Ein passives System findet z. B. im Volkswagen eGolf Anwendung [87]. Hierbei ist das Modul mit dem Batteriegehäuse verbunden, das wiederum aufgrund des Fahrtwinds mit Umgebungsluft angeströmt wird.

## 3. Wärmedurchgang Modul/Fluid

Je nach BTMS befindet sich das Fluid im direkten Kontakt mit der Moduloberfläche oder nicht. Als Freiheitsgrad Wärmedurchgang Modul/Fluid wird zwischen direkter und indirekter Anbindung des Fluids an die Moduloberfläche differenziert. Bei indirektem Wärmedurchgang kann das Fluid an einem Gehäuse oder in einer Kühlplatte strömen. Dieser Unterschied ist in Abb. 2.6 illustriert.

Bei direkten Systemen findet die Übertragung des Wärmestroms  $\dot{Q}$  mit dem verwendeten Fluid an der Oberfläche des Moduls statt, je nach Modulaufbau kann dieses auch gleichzeitig die Zelloberfläche sein.

Bei indirekten Systemen strömt das Fluid durch eine Kühlplatte oder über ein weiteres Gehäuse, welches mit dem Modul im thermischen Kontakt steht. Für das Kontaktmaterial lassen sich wiederum eine Vielzahl an Lösungen finden: Um die Toleranzen zwischen



**Abb. 2.6:** Illustration zum Unterschied zwischen direktem und indirektem Wärmedurchgang Modul/Fluid für die Abfuhr des Wärmestroms  $\dot{Q}$

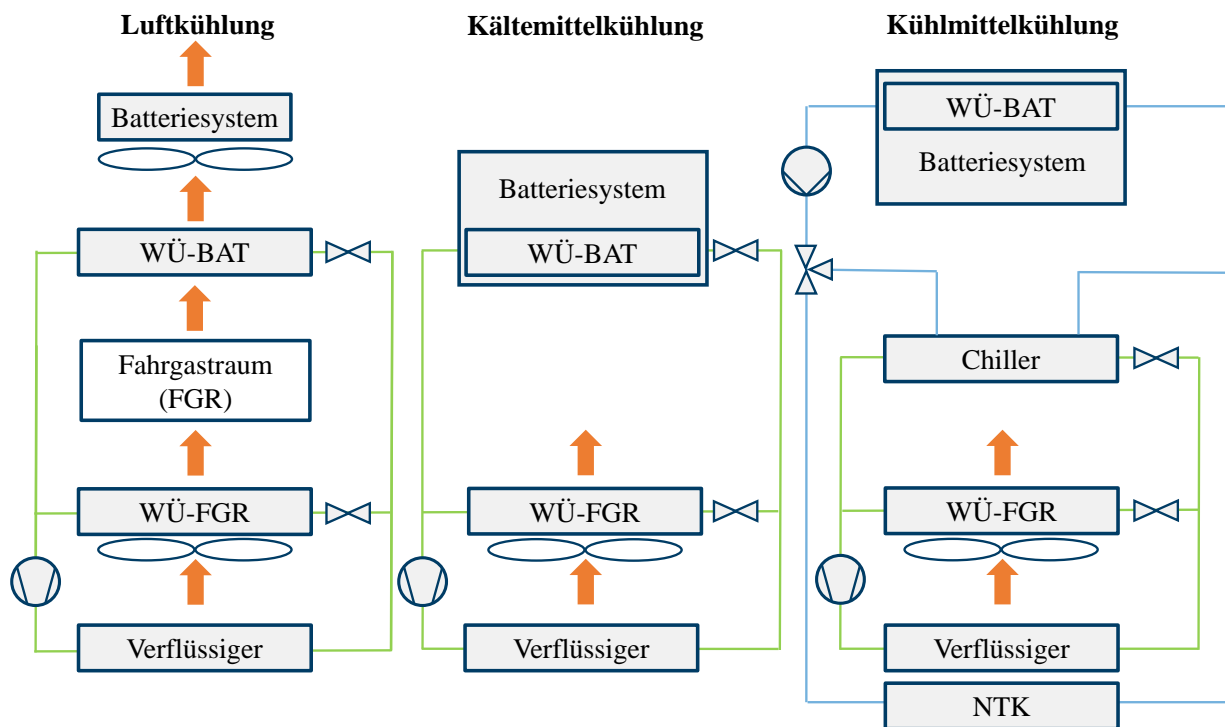
Modul und Kühlplatte auszugleichen ist z. B. eine entsprechende Flächenpressung möglich [82]. Vielmehr haben sich jedoch als Stand der Technik sogenannte Gapfiller und Gappads durchgesetzt, dabei handelt es sich um flexible Kunststoffe mit erhöhter Wärmeleitfähigkeit aufgrund von Füllstoffen (z. B. Aluminiumoxid) [91]- [93]. Als Gegenstand der Forschung werden zudem Anwendungen von Heat Pipes und PCMs betrachtet, diese haben allerdings bisher keine Serienanwendung gefunden [6], [83], [94], [95].

#### 4. Integration ins Fahrzeugthermomanagementsystem (FTMS)

In Abhängigkeit des verwendeten Fluids ergeben sich für aktive Systeme zudem verschiedene Möglichkeiten, das Batteriesystem ins Thermomanagementsystem des Fahrzeugs zu integrieren. Diese werden als Freiheitsgrad Integration ins FTMS zusammengefasst. Da es hierfür nahezu beliebige Ausführungen gibt, wird im Folgenden jeweils nur ein Beispiel für die Anwendung von Luft, Kühlmittel und Kältemittel anhand von Abb. 2.7 beschrieben.

Ein Beispiel für eine aktive Luftkühlung durch Integration in den Fahrzeugkältemittelkreislauf findet sich in Abb. 2.7, links. Die dargestellte Möglichkeit umfasst einen Wärmeübertrager zur Temperierung der Luft und einen Lüfter zur Förderung. Wegen des verhältnismäßig schlechten konvektiven Wärmeübergangs der Luft und der hohen Volumenströme stellt sich die Frage, inwiefern eine Temperierung der Luft gegenüber einer direkten Integration des Wärmeübertragers ins Batteriesystem sinnvoll ist [10]. Auch eine Verwendung der Innenraumlufte aus der Fahrerkabine wird in Serienfahrzeugen eingesetzt, z. B. im 2001 Toyota Prius [9]. Hierfür müssen jedoch weitere Sicherheitsaspekte betrachtet werden, um z. B. bei Gasentwicklung im Falle des Thermal Runaways den Fahrer zu schützen [94]. In Abschnitt 6.4 wird deshalb analysiert, ob eine Lufttemperierung Vorteile gegenüber einer direkten Integration des Wärmeübertragers in das Batteriesystem bietet.

BTMS-Konzepte mit Kühlmittel auf Wasser/Glykol-Basis sind weit verbreitet und finden zunehmend Anwendung in Serienfahrzeugen [87]. In der Abb. 2.7, rechts, ist ein Kühlmittelsystem dargestellt. Hier sind zwei Möglichkeiten zur Fahrzeugintegration als



**Abb. 2.7:** Beispiele für den Freiheitsgrad Integration ins FTMS für aktive Luft-, Kälte- und Kühlmittelkühlungen (von links nach rechts) nach [10]. Komponenten sind in grau dargestellt, Kältemittelkreisläufe in grün, Kühlmittel in blau und Luftströmungen in orange. Die Wärmeübertrager (WÜ) werden zwischen Batteriesystem (BAT) und Fahrgastraum (FGR) unterschieden.

Kombination eingesetzt. Zum einen lässt sich die Temperatur des Kühlmittels bei niedrigen bis moderaten Außentemperaturen über den Niedertemperaturkühler NTK senken (Primärkreislauf, blau). Zum anderen lässt sich über den Chiller die Kühlmitteltemperatur durch das Fahrzeugkältemittel (grün) einstellen (Sekundärkreislauf). Die Koppelung mit dem Klimakreislauf ist vor allem bei hohen Außentemperaturen vorteilhaft, um eine niedrige Einlasstemperatur des Kühlmittels in das Batteriesystem zu gewährleisten.

Wie Anfang dieses Abschnitts erwähnt, findet im BMW i3 eine direkte Kältemittelkühlung der Module Anwendung in der Serie (Abb. 2.7, Mitte). Das Kältemittel verdampft bzw. kondensiert dabei in den Kühlkanälen innerhalb des Batteriesystems. Potentielle Vorteile der direkten Kältemittelsysteme liegen in der konstanten Temperatur beim Phasenwechsel des Kältemittels und somit in einer besseren Temperaturhomogenität der Zellen, sowie in einer potentiellen Regelung der Temperatur über den Kältemitteldruck [8]. Prinzipiell lassen sich die unterschiedlichen Kältemittelkreisläufe anhand des Verdampfungsdrucks des Batteriesystems differenzieren: In Abb. 2.7 (Mitte) findet die Verdampfung auf Druckniveau des FGR statt. Durch ein zusätzliches Expansionsventil hinter dem Batteriesystem oder einem eigenen Kreislauf für das Batteriesystem wäre allerdings auch ein entkoppelter Betrieb auf eigenem Druckniveau möglich.



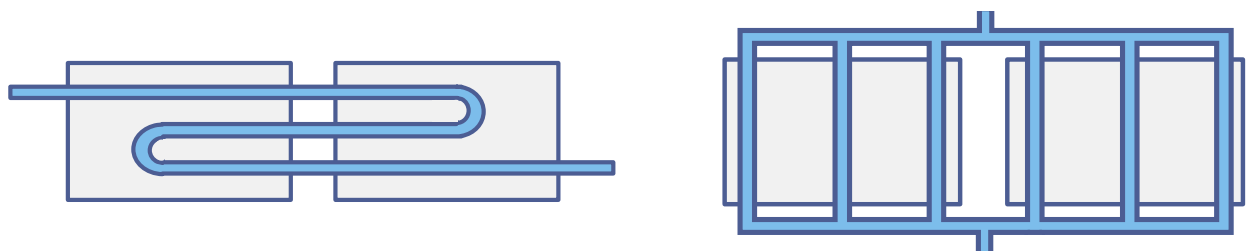
## 5. Kühlfläche am Modul

Prinzipiell lässt sich jede der Moduloberflächen zur Kühlung verwenden, dementsprechend stellt auch die Kühlfläche einen Freiheitsgrad zur thermischen Auslegung des Batteriesystems dar. Die Möglichkeiten zur Auswahl umfassen sowohl einzelne Flächen am Modul als auch Kombinationen mehrerer Flächen. Je nach Modulaufbau und Auswahl der Kühlfläche ergeben sich eine oder mehrere Stufen, über die Zellen mit dem Fluid kontaktiert werden. Module aus prismatischen und Pouchzellen z. B. müssen durch ein Gehäuse oder Seitenplatten verspannt werden. Während also bei einigen Modulen das Zellgehäuse direkt kontaktiert wird, geschieht dieses bei anderen Bauweisen über ein Modulgehäuse, siehe Abb. 2.6. In beiden Fällen wird im weiteren Verlauf der Arbeit das Modulgehäuse bzw. die Moduloberfläche genannt, auch wenn dieses mit Zellgehäuse bzw. Zelloberfläche übereinstimmt. [7], [97]

Im Tesla Model 3 z. B. werden die Mäntel der Rundzellen gekühlt, im Chevrolet Bolt findet sich eine Bodenkühlung [98], [83]. Die Übersicht über mögliche Kühlflächen in Abhängigkeit des verbauten Zelltyps findet sich in Abb. 3.3.

## 6. Strömungsführung des Fluids

Vor allem bei der Verwendung von Kühlplatten ergibt sich die Strömungsführung des Fluids bzw. das Kühlkanaldesign als weiterer Freiheitsgrad. Hierbei geht es sowohl um den Unterschied zwischen paralleler und serieller Strömung über die Module, d. h. der Kanalverschaltung, als auch die Kanaldimensionierung. In Abb. 2.8 ist der Unterschied zwischen den Extremfällen komplett serieller und paralleler Strömungsführung beispielhaft für Kühlkanäle über jeweils zwei Module illustriert. Für BTMS-Konzepte mit Kühlplatten lässt sich die Strömungsführung in beliebigen Kombinationen aus parallel und seriell gestalten. Bei Konzepten ohne Kühlplatten stellt die Strömungsführung keinen Freiheitsgrad zur Auslegung des BTMS dar, sie ergibt sich durch die Anordnung der Module und Position von Ein- und Auslass (vgl. Abschnitt 1.2).



**Abb. 2.8:** Illustration zum Unterschied zwischen den Extremfällen einer komplett seriellen (links) und parallelen (rechts) Strömungsführung in blau über jeweils zwei Module (grau). In der Praxis ergeben sich beliebige Kombinationen aus seriell und parallel.

In [7] werden vorangegangene Arbeiten zusammengefasst, welche die Unterschiede zwischen paralleler und serieller Kühlung analysieren. Als Vorteil einer parallelen Topologie werden eine bessere Temperaturhomogenität und geringerer Druckverlust genannt, wohingegen für serielle Kühlung der Wärmeübergang besser ist. Im Chevrolet Bolt findet

sich eine serielle Strömungsführung über alle Module [83]. Bei Volkswagen wird in dem 2020 eingeführten Modularen-Elektrifizierungs-Baukasten (MEB) die Strömungsführung über einzelne Module parallelisiert [99].

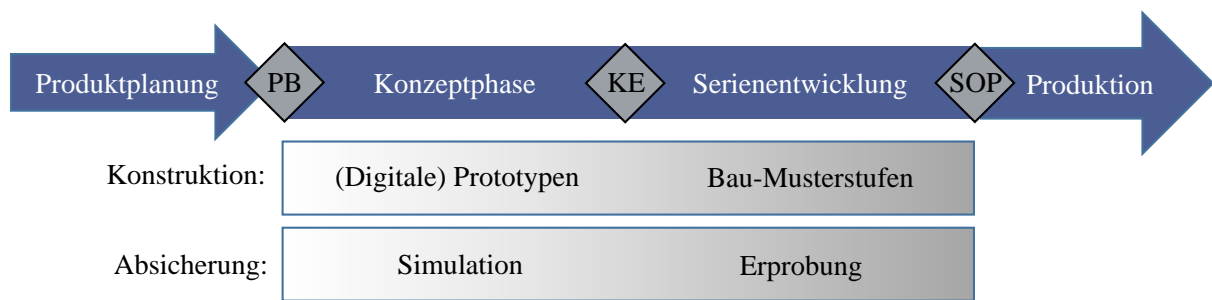
## 2.5 Produktentstehungsprozess (PEP) und Konzeptentscheid des BTMS

Wie in der Zielsetzung erwähnt, soll die vorliegende Arbeit einen Prozess zum Konzeptentscheid für die thermische Auslegung von Batteriesystemen bereitstellen. Im Folgenden wird die Rolle des Konzeptentscheids im modernen Produktentstehungsprozess (PEP) erläutert.

Der PEP beschreibt im Allgemeinen das systematische Vorgehen in einem Projekt von der Idee bis zum Ende der Serienproduktion. Er unterteilt sich, vereinfacht dargestellt, in die Phasen der Produktplanung, Konzeptphase, Serienentwicklung und dem Produktionshochlauf (vgl. Abb. 2.9). In der Produktplanung werden anhand der Ergebnisse aus Marktanalyse, Unternehmensstrategie sowie Forschung und Vorentwicklung die wesentlichen Merkmale und Anforderungen definiert. Diese bilden den Meilenstein der Produktbeschreibung PB. In der Konzeptphase folgen die ersten Analysen zu möglichen Umsetzungen, verschiedene Modelle und Konzepte werden miteinander verglichen. Mit der Entscheidung für ein einzelnes Konzept erfolgt der Übergang zur Serienentwicklung (Konzeptentscheid, KE). Anhand detaillierter Anforderungen wird das betrachtete Konzept in mehreren Musterstufen bzw. Baustufen umgesetzt und bis zur Serienreife weiterentwickelt und verfeinert. Mit dem Start der Produktion (SOP) beginnt schließlich der Hochlauf der Serienproduktion.

In [100] ist ein Beispiel eines PEP für ein Gesamtfahrzeug dargestellt. Neben weiteren Informationen zu Produktplanung und Serienanlauf wird ersichtlich, dass als Konstruktion zunächst nur digitale Prototypen anstelle von Baumustern umgesetzt werden. Zudem setzt die virtuelle Absicherung durch Simulationen vor den ersten physischen Tests ein. Die Schwerpunktsetzung von Simulation in der Konzeptphase und von Erprobung in der Serienentwicklung wird in Abb. 2.9 dargestellt. In der Konzeptphase lassen sich keine ganzheitlichen Erprobungen durchführen, stattdessen fließen zunehmend die Ergebnisse aus Komponentenerprobungen in die Simulationen ein. Der Übergang zur Serienentwicklung ist ebenfalls in Abb. 2.9 schematisch dargestellt.

In der Anwendung auf die thermischen Auslegung des Batteriesystems bedeutet dieses, dass bereits in der Konzeptphase Informationen über das zu verbauende Modul inklusive der enthaltenen Zelle bereitgestellt werden müssen. Nur anhand der Modulspezifikation können verschiedene Konzepte bereits in einer frühen Phase quantifiziert und verglichen werden. Durch die Spezifikation und erste Erprobungen von Prototypen wird der Aufbau simulationsbegleitender Versuche entsprechend Abb. 2.9 ermöglicht. Außerdem sind die Anforderungen an das BTMS zu spezifizieren. [102]



**Abb. 2.9:** Darstellung der Entwicklungsphasen (blau) im PEP. Der Übergang zwischen Konzept- und Serienentwicklung bzgl. Konstruktion und Absicherung sind in grau dargestellt. Die Meilensteine sind Produktbeschreibung PB, Konzeptentscheid KE und Start der Produktion SOP. Nach [100],[101]

Mithilfe eines fundierten Konzeptentscheides werden im Laufe der Serienentwicklung teure Änderungen verhindert und der Entwicklungsaufwand minimiert. Die Vorgehensweise, exponentiell höhere Kosten bei spät erkannten Auslegungsfehlern zu verhindern, indem Ressourcen gezielt früher im Prozess eingesetzt werden, wird als Frontloading bezeichnet. [103]

Durch die Umsetzung der Ziele dieser Arbeit soll es somit für das BTMS ermöglicht werden, zum einen den Konzeptentscheid durch eine fundierte Quantifizierung abzusichern, und zum anderen die durch das Frontloading gewonnen Ressourcen in der Serienentwicklung neu zu allokalieren. Hierzu gehören u. a. die Untersuchung verschiedener thermischer Kontaktmaterialien, die detaillierte Konstruktion der Kühlplatte, die Anpassung der Betriebsstrategie sowie Untersuchungen des transienten Verhaltens inkl. Heizen.



### **3 Prozess zur thermischen Auslegung unterschiedlicher Batteriesysteme**

Wie in der Zielsetzung in Abschnitt 1.3 beschrieben, wird in der vorliegenden Arbeit ein Prozess zur thermischen Auslegung des Batteriesystems von elektrifizierten Fahrzeugen (BEV und PHEV) definiert. Mithilfe dieses Prozesses wird Frontloading im Produktentstehungsprozess realisiert, da anhand des angestrebten fundierten Konzeptentscheids frühzeitig ein optimales BTMS-Konzept identifiziert wird (vgl. Abschnitt 2.5).

Ein Beitrag dieser Arbeit besteht darin, die in Abschnitt 2.4 beschriebenen sechs Freiheitsgrade zur Auslegung des BTMS strukturiert für den Prozess zu erfassen. Um die Freiheitsgrade zu beherrschen, muss der betrachtete Lösungsraum zudem sinnvoll begrenzt werden. Dieses wird in Abschnitt 3.1 dargestellt.

Der Ablauf des Gesamtprozesses wird in Abschnitt 3.2 beschrieben. Es wird erläutert, wie die analytische Vorauswahl (Kapitel 4) und Kühlplattenoptimierung (Kapitel 5) zur Ermittlung der Zielgrößen angewandt werden. Diese Zielgrößen werden in Abschnitt 3.2 auf Grundlage der Anforderungen an das BTMS (Abschnitt 2.3) definiert und das Ergebnisdiagramm für den Konzeptentscheid vorgestellt.

Im letzten Abschnitt 3.4 ist beschreiben, wie die Eingangsgrößen für den Prozess zur thermischen Auslegung zu bestimmen sind. Hierfür wird der Begriff des Szenarios verwendet, das die Darstellung des Fahrzeugs, der klimatischen Randbedingungen und die Komponenten im Batteriesystem zusammenfasst. Dies geschieht bereits am Beispiel des Kompaktklassenszenarios, auf das der Gesamtprozess in den folgenden Kapiteln angewandt wird.

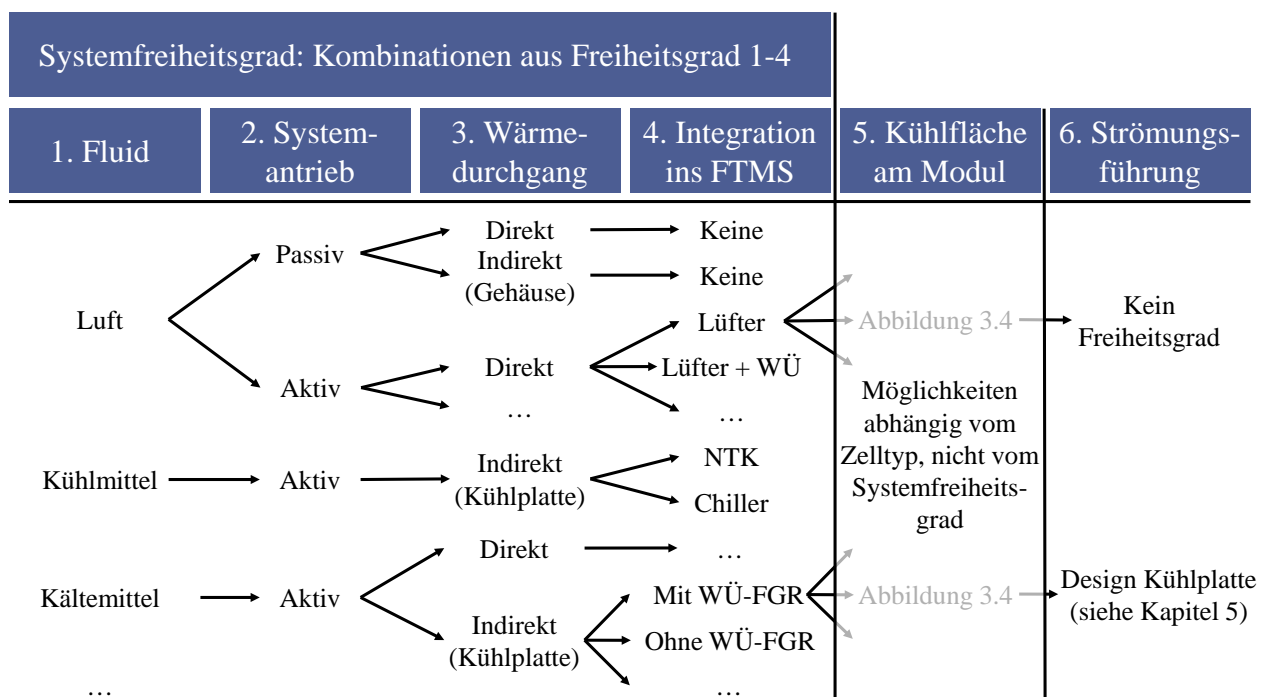
#### **3.1 Erfassen und Strukturieren der Freiheitsgrade und des Lösungsraums**

Aus den verschiedenen Kombinationen der Freiheitsgrade ergeben sich die unterschiedlichen BTMS-Konzepte. In Abschnitt 2.4 sind daraufhin die sechs Freiheitsgrade zur Auslegung definiert: 1. Fluid, 2. Systemantrieb, 3. Wärmedurchgang Modul/Fluid, 4. Integration ins FTMS, 5. Kühlfläche am Modul und 6. Strömungsführung des Fluids. Sind diese Freiheitsgrade festgelegt, ist auch das BTMS-Konzept vollständig beschrieben. Theoretisch müsste somit ein sechsdimensionaler Raum an möglichen BTMS-Konzepten betrachtet und für ein optimales Konzept bestimmt werden, diesen gilt es sinnvoll zu reduzieren.

### 3.1.1 Einführung des Systemfreiheitsgrads

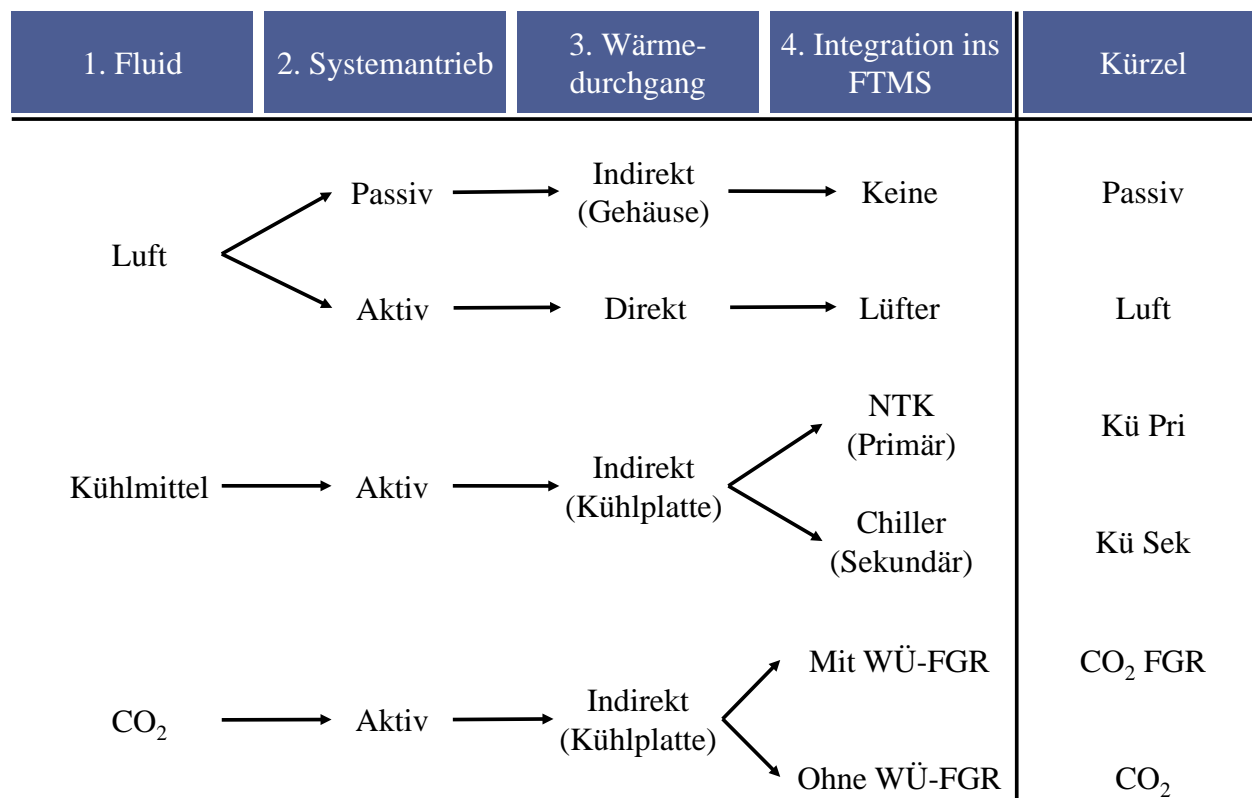
Um die Dimension der betrachteten Konzepte zu verringern, wird für diese Arbeit der Systemfreiheitsgrad als neuer Begriff definiert und der Lösungsraum unabhängig von dem zu betrachtenden Szenario im Vorfeld des Prozesses beschränkt.

Der Systemfreiheitsgrad umfasst 1. Fluid, 2. Systemantrieb, 3. Wärmedurchgang Modul/Fluid und den 4. Freiheitsgrad Integration ins FTMS. Wie in Abschnitt 2.4 erwähnt, sind diese Freiheitsgrade voneinander abhängig, so muss z. B. die Integration ins FTMS nur für aktive Systeme betrachtet werden. Der Systemfreiheitsgrad kann somit ohne die Beschreibung des Szenarios bzw. der Eingangsgrößen sinnvoll auf einzelne Kombinationen bzw. Tupel aus diesen vier Freiheitsgraden reduziert werden. Der Systemfreiheitsgrad sowie das Zusammenspiel mit den beiden verbliebenen Freiheitsgraden ist in Abb. 3.1 als Baumdiagramm dargestellt. Ausgehend vom ersten Freiheitsgrad Fluid ergeben sich verschiedene Möglichkeiten, die Systemfreiheitsgrade sinnvoll zu begrenzen. Weitere Möglichkeiten sind durch Punkte angedeutet.



**Abb. 3.1:** Abfolge aller Freiheitsgrade und Zusammenfassung der ersten vier Freiheitsgrade auf einzelne Kombinationen als Menge des Systemfreiheitsgrads

In Abb. 3.2 ist aufgeführt, welche sechs Möglichkeiten für den Systemfreiheitsgrad in dieser Arbeit betrachtet werden. Analog zu Abb. 3.1 ist dargestellt, welche Kombination bzw. welches Tupel der vier Systemfreiheitsgrade jeweils besetzt wird, zudem wird das jeweilige Kürzel eingeführt. Somit wird der vierdimensionale Raum der ersten vier Freiheitsgrade auf die eindimensionale Menge dieser sechs Möglichkeiten des Systemfreiheitsgrads reduziert.



**Abb. 3.2:** In dieser Arbeit betrachtete Möglichkeiten des Systemfreiheitsgrads als Kombination der ersten vier Freiheitsgrade inkl. Kürzel

Diese sechs Möglichkeiten werden im Folgenden beschrieben. Bei der Verwendung von Umgebungsluft wird zwischen aktiver Kühlung mit einem Lüfter innerhalb des Batteriesystems und passiver Kühlung durch den Fahrtwind an der Unterseite des Batteriesystems unterschieden. Wird Kühlmittel auf Wasser/Glykol-Basis verwendet, kann die Einbindung in den Kühlkreislauf zwischen Primär- und Sekundärkreislauf differenziert werden (siehe Abb. 2.7). Im Primärkreislauf wird die Wärme aus dem Kühlmittel über den Niedertemperaturkühler NTK an die Umgebung übertragen, im Sekundärkreislauf geschieht dieses über den Chiller und Kältemittelkreislauf. Für CO<sub>2</sub> als Kältemittel ergeben sich zwei verschiedene Möglichkeiten, je nachdem ob die Verdampfung auf Druck- und Temperaturniveau für den Fahrgastraum (FGR) stattfindet, oder ob diese Größen einstellbar sind. Ersteres entspricht einer Durchströmung beider Verdampfer (Batterie und FGR) auf dem selben Druckniveau. Für letzteren Fall findet entweder keine Fahrgastraumklimatisierung statt, oder durch ein zusätzliches Expansionsventil wird der Verdampfungsdruck der Batterie unabhängig vom Fahrgastraum eingestellt. Im Rahmen dieser Arbeit werden somit nur Luftkühlungen ohne Kühlplatten und Kühl-/Kältemittelkühlung ausschließlich mit Kühlplatten ausgewertet.

### 3.1.2 Beschreibung des resultierenden Lösungsraums

Aufgrund der Reduzierung der ersten vier Freiheitsgrade im Vorfeld des Prozesses werden im Laufe der thermischen Auslegung nur drei Freiheitsgrade betrachtet. Im Folgenden wird der resultierende Lösungsraum anhand dieser Freiheitsgrade beschrieben.

Die beiden übrigen Freiheitsgrade Kühlfläche am Modul und Strömungsführung des Fluids für Kühlplatten lassen sich nicht im Vorfeld begrenzen: Die Auswahlmöglichkeiten der Kühlfläche werden vom verbauten Zelltyp bestimmt. Es müssen für alle sechs Möglichkeiten des Systemfreiheitsgrads jeweils sämtliche Kühlflächen ausgewertet werden. Ob die Strömungsführung des Fluids einen zusätzlichen Freiheitsgrad in der Auslegung darstellt, ist zwar vom Freiheitsgrad Wärmedurchgang Fluid/Modul abhängig, jedoch muss auch das Kühlplattendesign für jede betreffende Kombination aus Kühlfläche und Systemfreiheitsgrad festgelegt werden.

Kürzel	Modul aus Pouchzellen	Modul aus prismatischen Zellen	Rundzelle (z.T. ohne Modul)
Freiheitsgrad Kühlfläche am Modul	<b>Z</b>  Boden	 Boden	 Boden
	<b>2Z</b>  Boden und Deckel	 Boden und Deckel	 Boden und Deckel
	<b>Y</b>  Seitenfläche	 Seitenfläche	 Mantelkühlung
	<b>2Y</b>  Doppelte Seitenfläche	 Doppelte Seitenfläche	 Umströmung
	<b>X</b>  Zwischenzellkühlung	 Zwischenzellkühlung	

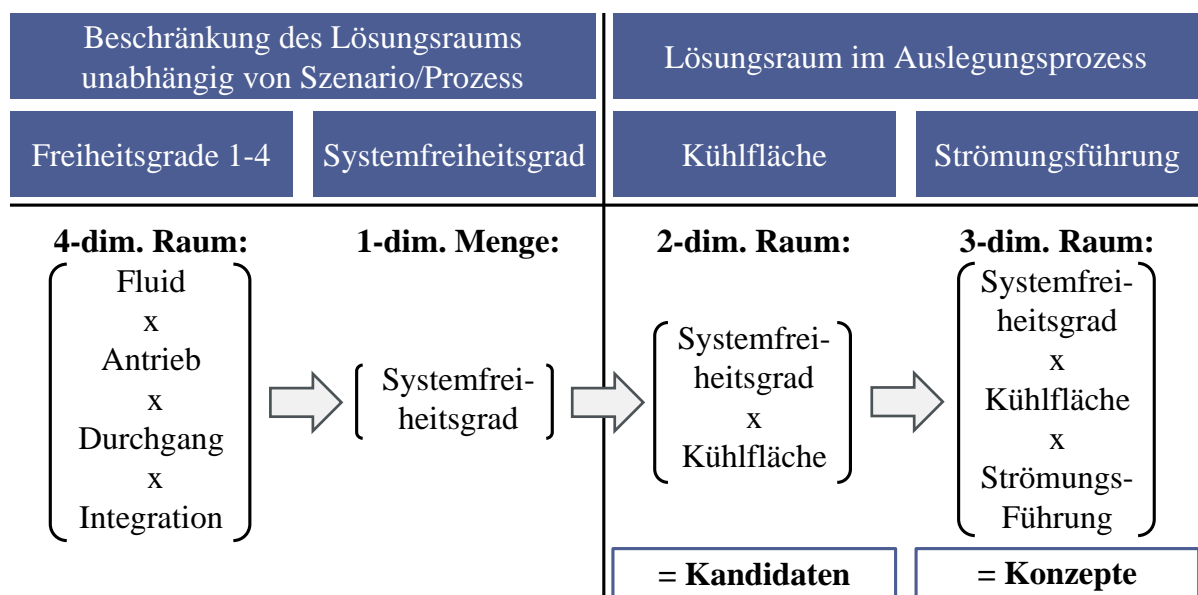
**Abb. 3.3:** Übersicht über die betrachteten Kühlflächen am Modul in Abhängigkeit der Orientierung der Kühlfläche und des verbauten Zelltyps. Darstellung inkl. der zugehörigen Kürzel, am Beispiel einer indirekten Kühlung mit Kühlplatten.



Je nach Zelltyp ergeben sich unterschiedliche Bauformen des Moduls, weshalb im weiteren Verlauf der Arbeit zwischen Modulen aus Pouch- und prismatischen Zellen sowie Rundzellen differenziert wird. In Abb. 3.3 sind die Auswahlmöglichkeiten zum 5. Freiheitsgrad Kühlfläche am Modul in Abhängigkeit des Zelltyps zusammengefasst und illustriert. Anstatt der Richtung des Wärmestroms  $\dot{Q}$  sind die Kühlflächen am Beispiel von Kühlplatten mit hellblauen Fluid dargestellt. Das thermische Kontaktmaterial ist dunkelblau. Module aus Pouch- und prismatischen Zellen unterscheiden sich nur durch die jeweils typischen Verhältnisse der Abmessungen und um typische Wärmeleitfähigkeiten über das Modul aufgrund des inneren Aufbaus. Die vollständige Umströmung von Rundzellen lässt sich nur durch direkte Luftkühlung realisieren.

In Abb. 3.4 ist die Beschreibung des resultierenden Lösungsraums zusammengefasst. Im Vorfeld des Prozesses werden die ersten vier Freiheitsgrade auf den Systemfreiheitsgrad und dessen sechs Möglichkeiten aus Abb. 3.2 beschränkt. Dieses geschieht unabhängig vom jeweiligen Szenario und wird deshalb im Folgenden nicht weiter analysiert.

Stattdessen werden zwei Ebenen des Lösungsraums betrachtet: Die Kandidaten beschreiben die Kombinationen aus Systemfreiheitsgrad und Freiheitsgrad Kühlfläche. Da die Kühlflächen vom Modultyp abhängig sind (siehe Abb. 3.3), muss dieses im Prozess für das betreffende Szenario geschehen. Vom Konzept ist die Rede, wenn der Lösungsraum der Kandidaten um den Freiheitsgrad der Strömungsführung erweitert wird. Wie zuvor erwähnt, ist dieser Freiheitsgrad für Luftkühlungen bereits bestimmt.



**Abb. 3.4:** Darstellung und Dimension des betrachteten Lösungsraums im Prozess zur thermischen Auslegung inkl. der Definition von Kandidaten und Konzepten.

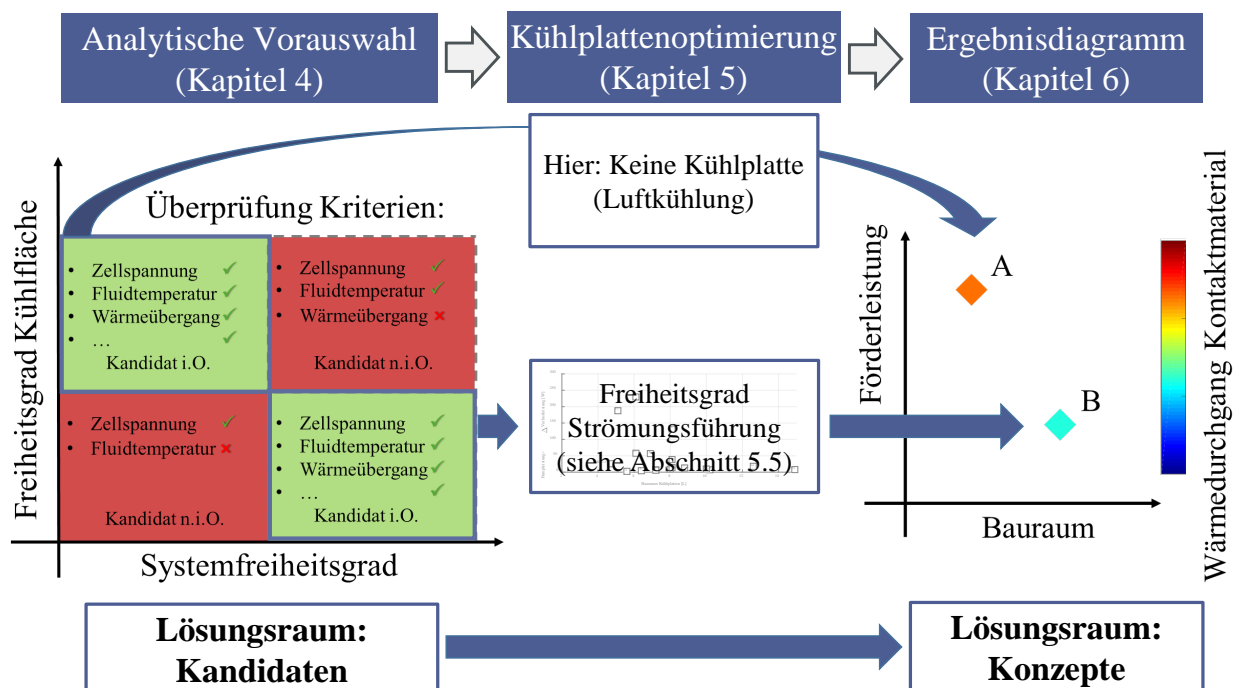
### 3.2 Ablauf des Prozesses mit analytischer Vorauswahl und Optimierung

Im Folgenden ist die Abfolge der einzelnen Schritte im Prozess erläutert, d. h. wie der Lösungsraum aus Kandidaten und Konzepten anhand der analytischen Vorauswahl und Kühlplattenoptimierung in ein Ergebnisdiagramm der Zielgrößen überführt wird.

Zu Beginn des Prozesses zur thermischen Auslegung werden die Eingangsgrößen auf Grundlage des zu betrachtenden Szenarios bestimmt und zusammengefasst. Das Szenario umfasst die Beschreibung des Fahrzeugs, die klimatischen Randbedingungen und die Komponenten des Batteriesystems. In Abschnitt 3.4 geschieht dieses für das Kompaktklasse-Szenario, im Anhang A.1 für das Stadtbusszenario.

Im zweiten Schritt erfolgt die Auswertung des zuvor dargestellten Lösungsraums. Anhand der analytischen Vorauswahl werden aus dem Lösungsraum geeignete Kandidaten ermittelt, siehe Kapitel 4. Für die verbliebenen Kandidaten mit Kühlplatten muss der zusätzliche Freiheitsgrad der Strömungsführung festgelegt werden, um das Konzept vollständig zu beschreiben und die Zielgrößen hinreichend genau für den Vergleich mit Luftkühlungen zu quantifizieren. Die Festlegung des Freiheitsgrad Strömungsführung geschieht deshalb im Rahmen der numerischen Optimierung, siehe Kapitel 5.

In der Abb. 3.5 ist an einem Beispiel mit vier Kandidaten dargestellt, wie analytische Vorauswahl und Kühlplattenoptimierung zur Festlegung der Freiheitsgrade hinsichtlich eines optimalen BTMS-Konzepts ineinander greifen.



**Abb. 3.5:** Zusammenhang zwischen analytischer Vorauswahl und Optimierung zur Überführung des Lösungsraums in das Ergebnisdiagramm für den Konzeptentscheid. Dargestellt am Beispiel von vier Kandidaten und zwei Konzepten A und B.

Jeder Kandidat aus Systemfreiheitsgrad und Freiheitsgrad Kühlfläche wird auf eine Reihe Kriterien hin überprüft (Abb. 3.5, links). Die analytische Vorauswahl in Kapitel 4 besteht aus einem Satz an Gleichungen zur Berechnung und mehreren Kriterien, die es zu überprüfen gilt. So müssen z. B. Zellspannungsgrenzen eingehalten werden und die Fluidtemperaturen zueinander passen. Wird ein Kriterium verletzt, wird dieser Kandidat nicht weiter betrachtet. Im gezeigten Beispiel werden die beiden nicht umsetzbaren Kandidaten rot dargestellt.

Für die verbleibenden Kandidaten in grün wird zwischen Luftkühlungen und Kühlplattenkonzepten differenziert. Für die Luftkühlung A ist anhand der Gleichungen zur Vorauswahl bereits das Konzept und somit alle drei Zielgrößen (siehe Abschnitt 3.3) bestimmt. Für das Kühlplattenkonzept B ist die Optimierung aus Kapitel 5 zur Festlegung des Freiheitsgrads Strömungsführung notwendig (Mitte der Abb. 3.5). Somit wird der Lösungsraum der Kandidaten in Konzepte überführt.

Im letzten Schritt werden die Ergebnisse analysiert. Sind die Zielgrößen für alle verbleibenden Konzepte bestimmt, werden diese in das Ergebnisdiagramm eingetragen (rechts in der Abb. 3.5). In diesem Beispiel handelt es sich um die Luftkühlung A und die Kühlmittelkühlung mit Kühlplatte B. Das Ergebnisdiagramm liefert die angestrebte, quantitative Grundlage zum Konzeptentscheid zwischen A und B. Mit der Entscheidung für eines der Konzepte werden Systemfreiheitsgrad und Kühlfläche spezifiziert, für den Freiheitsgrad Strömungsführung geschieht dieses bereits als Ergebnis der Optimierung.

Außerdem muss in der Ergebnisanalyse auch der Heizfall betrachtet werden, da die Auslegung anhand der Kühlung erfolgt. Für die Bewertung des Heizfalls werden die in Abschnitt 2.3 beschriebenen Konzepte für BEVs aufgegriffen: PTC-Heizer direkt am Modul oder im Kühlmittelkreislauf und Wärmepumpenbetrieb der Klimaanlage. CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen eignen sich aufgrund des hohen Druckniveaus im Vergleich zu R134a-Kältekreisläufen wesentlich besser für den Betrieb bei tiefen Temperaturen bis zu ca. -20 °C [104]. Im weiteren Verlauf des PEP bzw. in der anschließenden Serienentwicklung, die nicht mehr Teil dieser Arbeit ist, kann der Bedarf an Heizleistung genau quantifiziert, und das BTMS-Konzept zur Kühlung um die Maßnahmen zur Heizung erweitert werden.

### 3.3 Auslegungsziele des Prozesses

In diesem Abschnitt werden die Zielgrößen des Auslegungsprozesses und die Konzeptauswahl anhand des Ergebnisdiagramms beschrieben.

In Abschnitt 2.3 ist die Zielsetzung für den Prozess zur thermischen Auslegung beschrieben: Die Minimierung des Energieverbrauchs und des benötigten Bauraums stellen die

Auslegungsziele dar, die Einhaltung der optimalen Betriebstemperatur und der Temperaturgradienten dienen als Nebenbedingungen. Die zu bestimmenden Zielgrößen für den Entscheid sind somit:

### Minimierung des Bauraums

Das gewählte Kühlkonzept sollte möglichst wenig Bauraum benötigen. Hierfür werden Volumen des Luftspalts bzw. der Kühlplatten ausgewertet und für verschiedene Konzepte verglichen.

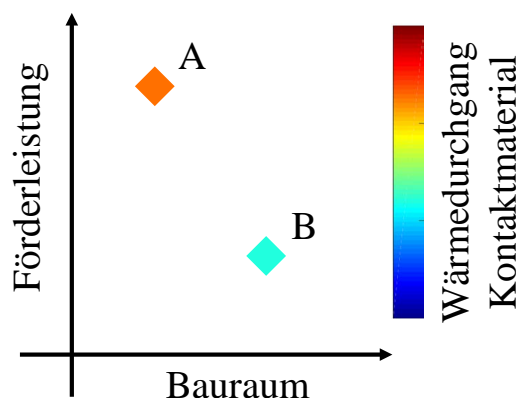
### Minimierung der Förderleistung

Um eine möglichst hohe Reichweite des Fahrzeugs zu gewährleisten, sollte das Kühlkonzept auch anhand einer möglichst geringen Förderleistung gewählt werden. Außerdem können somit die Aggregate zur Fluidförderung (Lüfter, Pumpen oder Verdichter) minimal dimensioniert werden, um wiederum Bauraum und Kosten zu sparen. Je nach Auswahl des Systemfreiheitsgrads beschreibt die Förderleistung somit Lüfterleistung, Pumpleistung oder Verdichterleistung, und wird im Folgenden als übergeordneter Begriff verwendet.

### Einhaltung und Minimierung des Wärmedurchgangs im Kontaktmaterial

Bei indirekten Kühlkonzepten wird zudem ein Kontaktmaterial benötigt, siehe Abb. 2.6. Hierfür gibt es diverse mögliche Ausführungen, siehe Abschnitt 2.4. Bei Konzepten mit vergleichbaren Bauraum und Förderleistung kann der benötigte Wärmedurchgang als zusätzliches Entscheidungskriterium verwendet werden. Um eine sinnvolle technische und kostenoptimale Lösung zu gewährleisten, sollte zudem eine obere Grenze als Anforderung an den Wärmedurchgangskoeffizienten nicht überschritten werden.

Um die drei Zielgrößen gegeneinander abwägen zu können, wird für die vorliegende Arbeit das Ergebnisdiagramm zum Konzeptentscheid eingeführt, siehe Abb. 3.6. Darin werden die Bauräume über den Förderleistungen aufgetragen. Die farbliche Markierung geschieht anhand des Wärmedurchgangs im Kontaktmaterial. Als Beispiel sind die beiden Konzepte A und B aus Abb. 3.5 aufgetragen.



**Abb. 3.6:** Ergebnisdiagramm zum Konzeptentscheid anhand der drei Zielgrößen, dargestellt am Beispiel zwischen Konzept A und B.

Die Gewichtung der drei Zielgrößen bzw. Auswahl eines einzelnen Konzepts ist nicht explizit Teil dieser Arbeit, da lediglich die Möglichkeit hierfür geboten werden soll. Dennoch wird eine Bewertung der Konzepte für die Diskussion der Ergebnisdiagramme und Induktion der Richtlinien (Kapitel 6 und 7) benötigt. Die Zielgrößen Bauraum und Förderleistung werden hierfür gegenüber dem Wärmedurchgang im Kontaktmaterial priorisiert und die Pareto-Front der Minima verschiedener Gewichtungen zwischen Bauraum und Förderleistung betrachtet. Der benötigte Wärmedurchgang im Kontaktmaterial wird nur zum Konzeptentscheid herangezogen, falls er einen zu spezifizierenden Grenzwert überschreitet. In diesem Fall ist das betreffende Konzept u. U. sehr aufwändig in der technischen Umsetzung des Wärmedurchgangs. Dieser Aufwand muss gegen das Potential an Bauraum und Förderleistung abgewogen werden.

### 3.4 Beschreibung des Szenarios

In diesem Abschnitt wird beschrieben, wie die Eingangsgrößen zur Beschreibung des Szenarios bestimmt werden. Dieses geschieht am Beispiel eines BEV-PKW aus dem C-Segment. Im weiteren Verlauf wird hierfür der umgangssprachliche Begriff Kompaktklasse verwendet.

Die zu bestimmenden Größen für das Szenario lassen sich zum einen thematisch in die drei Kategorien Fahrzeug, Klima und Komponenten des Batteriesystems unterteilen. Zum anderen lassen sie sich als Anforderung an das Batteriesystem, Randbedingung des Fahrzeugs, Spezifikation des Moduls oder Auslegungsgröße für unterschiedliche BTMS-Konzepte klassifizieren. Die Auslegungsgrößen sind diejenigen Größen, die in Abhängigkeit des betrachteten Kühlkonzepts beschrieben und verwendet werden.

Die Beschreibung der Eingangsgrößen erfolgt zunächst nach der thematischen Gliederung. Dabei werden diese als Anforderung, Randbedingung, Spezifikation oder Auslegungsgröße klassifiziert und entsprechend in Tab. 3.1 zusammengefasst.

#### 3.4.1 Beschreibung des Fahrzeugs

Diese Kategorie des zu betrachtenden Szenarios umfasst alle Anforderungen und Randbedingungen, die sich aus den Entwicklungszielen für das Gesamtfahrzeug ergeben. Diese lassen sich wiederum folgendermaßen thematisch unterteilen:

##### **Fahrzeugtyp**

Der Fahrzeugtyp beschreibt, ob es sich bei dem zu betrachtenden Fahrzeug um ein PKW oder NFZ handelt und in welchem Segment dieses angesiedelt ist. Die Wahl der Fahrzeugklasse spiegelt sich in den Anforderungen bzgl. Energieinhalt und elektrischer Leistung des Batteriesystems wider. So ist z. B. der benötigte Energieinhalt eines Busses höher als der eines PKWs. Auch die Randbedingungen maximal zur Verfügung stehender

Kühl-, Heiz- und Luftförderleistung werden vom Fahrzeugtyp beeinflusst. Die verfügbare Kühlleistung z. B. steigt mit steigender Fahrzeuggröße und Klasse. So können in SUVs oder NFZ größere Nebenaggregate und Wärmeübertrager als in PKWs im unteren Preissegment verbaut werden, sodass im Kältekreislauf mehr Kühlleistung zur Verfügung steht (siehe Abschnitt 4.2). Somit können bei gleichem Energieinhalt des Systems in einem größeren Fahrzeug mehr Verluste abgeführt und deshalb ggf. eine höhere Leistung realisiert werden.

### **Elektrifizierungsgrad**

Hiermit wird der Grad an Elektrifizierung des Antriebsstrangs definiert. Für den BEV werden die komplette Traktionsenergie und -leistung aus der Batterie bereitgestellt. Im PHEV stehen nur ein Teil der Energie, jedoch hohe Leistungen zur Verfügung. Somit ergeben sich im PHEV im Vergleich zum BEV höhere C-Raten (Verhältnis von Leistung zu Energieinhalt normiert auf eine Stunde). Werden für einen PHEV höhere Energieinhalte bei gleichbleibender Leistung gefordert, sinkt somit die C-Rate.

### **Nutzungsprofil**

Für die vorliegende Arbeit wird das BTMS-Konzept anhand eines mittleren Leistungswerts entschieden, vgl. Abschnitt 2.1.3. Aufgrund der quadratischen Abhängigkeit der Verluste vom elektrischen Strom und damit der Leistung hat die Festlegung dieser Anforderungen den größten Einfluss auf die thermische Auslegung und sollte deshalb sorgfältig geprüft werden. Vergleicht man das Nutzungsprofil eines Stadtbusses mit einem PKW für Langstrecken, so lässt sich neben der Leistung auch die Dynamik anhand der Pulsdauer von Entlade- und Rekuperations- bzw. Ladevorgängen beschreiben, siehe Abschnitt 2.1.3. Die Pulsdauer beeinflusst die Verlustleistung (Gleichungen 2.4 und 2.9) und muss deshalb genauso wie die mittlere elektrische Leistung bestimmt werden. Eine detailliertere Betrachtung des transienten Verhaltens sollte in der weiteren Entwicklung im Anschluss an die Konzeptauswahl folgen (siehe Abschnitt 2.5).

Als Szenario wird ein BEV-PKW der Kompaktklasse betrachtet. Der geforderte Energieinhalt beträgt 56 kWh, was einer nominellen Reichweite von ca. 400 km entspricht [105]. Als Einsatzmarkt wird Europa gewählt. Das Nutzungsprofil entspricht einer Autobahnfahrt bei hoher Geschwindigkeit sowie einer mittleren Leistung von 50 kW, und somit einer sehr langen Pulsdauer. Diese Werte sind in Tab. 3.1 zusammengefasst.

#### *3.4.2 Klimatische Randbedingungen*

Die klimatischen Randbedingungen werden für die thermische Auslegung des Batteriesystems berücksichtigt, weil sie das thermische Verhalten sowohl direkt durch die Temperaturdifferenz zur Umgebungsluft als auch indirekt über die Betriebspunkte und Wirkungsgrade des Fahrzeugthermomanagementsystems beeinflussen. Für die thermische Auslegung des Batteriesystems müssen deshalb eine minimal auftretende Umgebungstemperatur beim Heizen und eine Auslegungstemperatur der Umgebungsluft

beim Kühlen angegeben werden. Es gilt für den jeweiligen Markt, für den das Fahrzeug entwickelt werden soll, diese Randbedingungen für Konzeptentscheid und Entwicklung zu spezifizieren.

Es gibt mehrere Studien, die Klimadaten für verschiedene Länder und Regionen bereitstellen [86]. Für den Anwendungsfall zur thermischen Auslegung eines PKWs bietet sich die Studie [106] an. Hierbei werden Temperatur und Luftfeuchte mit dem Fahrverhalten und der Bevölkerungsdichte gewichtet.

Für das Kompaktklasse-Szenario wird Deutschland exemplarisch für die Bewertung der klimatischen Randbedingungen des gesamten europäischen Markts herangezogen und die Daten aus [106] ausgewertet. Sie besagen, dass 90 % der Fahrten in Deutschland bei Umgebungstemperaturen  $T_{Um} \leq 20^\circ\text{C}$  stattfinden. In diesem Szenario soll deshalb die Temperatur  $T_A$  zur Auslegung der Kühlung  $20^\circ\text{C}$  betragen, um das BTMS für besagte 90 % der Fahrten auszulegen. Im Kühlfall und für die relativ hohe Anforderung an die Leistung mit 50kW ist es zumeist nicht technisch sinnvoll, das BTMS auf 100 % der Fahrten auszulegen, da das Fahrzeug in den vernachlässigten Fahrten mit Umgebungstemperaturen  $> 20^\circ\text{C}$  stattdessen auch mit reduzierter Leistung durch Deratingstrategien betrieben werden kann (vgl. Abb. 2.2).

Für den Heizfall kann diese Vorgehensweise nicht angewandt werden, da beim Start mit niedrigen Temperaturen die Zelle in jedem Fall möglichst schnell erwärmt werden muss, um ausreichend Leistung bereitzustellen. Deshalb wird für die Auslegungstemperatur zum Heizen  $T_{Um,min}$  das Temperaturminimum aus den Klima- und Fahrdaten betrachtet, und darauf aufbauend die Ergebnisse der Auslegung hinsichtlich der Heizung diskutiert. Die minimale Temperatur im Heizfall  $T_{Um,min}$  beträgt laut [106] für Deutschland  $-13^\circ\text{C}$ .

Die minimale Umgebungstemperatur und die Auslegungstemperatur beeinflussen unmittelbar die verfügbare Kühl- und Heizleistung des Kältekreislaufs sowie den Betriebspunkt des Kältemittels nach der Verflüssigung im Kühlfall, die deshalb anhand von  $T_A$  bzw.  $T_{Um,min}$  bestimmt werden müssen. Bei den folgenden Größen handelt es sich somit um Auslegungsgrößen, die hauptsächlich für Verdampfungskühlungen benötigt werden, siehe Abschnitt 3.1. Eine Abschätzung von maximal zur Verfügung stehender Kühlleistung  $\dot{Q}_{max}$  des Kältekreislaufes in Abhängigkeit der Auslegungstemperatur  $T_A$  wird für die Bewertung benötigt, ob die Verluste der Zellen über den Kältekreislauf wieder an die Umgebung abgeführt werden können. Die verfügbare Kühlleistung ist zumeist zwischen Fahrgastraum und Batterie aufzuteilen, die Priorisierung ist jedoch nicht Teil dieser Arbeit. Stattdessen wird der Kühlleistungsbedarf des FGR vernachlässigt (siehe Abschnitt 5.4). Analog wird die verfügbare Heizleistung beim Einsatz einer Wärmepumpe  $\dot{Q}_{WP}$  benötigt. Als Grundlage für die Kältekreisläufe in dieser Arbeit dient die Berechnung der im Fahrzeug verfügbaren Heiz- bzw. Kühlleistungen von Peteranderl [107]. Der Autor untersucht den modularen Einsatz eines C-Segment-PKW-CO<sub>2</sub>-Klimatisierungssystems im elektrifizierten Stadtbus, und die Ergebnisse werden als Eingangsgrößen für das jeweilige Szenario Kompaktklasse bzw. Stadtbus verwendet.

Für die Simulation des Kältekreislaufs im Kühlfall muss zudem noch die Temperatur  $T_{HP}$  und der Druck  $p_{HP}$  des CO<sub>2</sub>-Kältemittels am Gaskühleraustritt angegeben werden. Die Wahl des Punktes beeinflusst den Dampfgehalt am Eintritt des Batteriesystems nach der Drosselung ins Nassdampfgebiet, und somit über die verfügbare spezifische Enthalpiedifferenz auch den benötigten Massenstrom (siehe Abschnitt 5.4). Sowohl Massenstrom als auch die Wahl des Drucks niveaus  $p_{HP}$  beeinflussen wiederum die Förder- bzw. Verdichterleistung. Für das Kompaktklasse-Szenario wird  $T_{HP} = 40^\circ\text{C}$  und  $p_{HP} = 100\text{bar}$  gewählt. Dabei handelt es sich um eine konservative Abschätzung, d. h. es wären auch ein geringerer Druck  $p_{HP}$  und geringere Temperatur  $T_{HP}$  realistisch umsetzbar. Somit ergibt sich für den gewählten Punkt eine höhere Verdichterleistung als praktisch möglich. Die konservative Abschätzung wird vor allem im Hinblick auf den Vergleich mit der aktiven Luftkühlung gewählt (siehe Abschnitt 6.1). Die Auswahl eines optimalen Arbeitspunktes nach weiteren Kriterien wie z. B. Energieeffizienz ist nicht Teil dieser Arbeit, stattdessen sei z. B. auf [108] verwiesen. Als typische Verdampfungstemperatur für die Innenraumklimatisierung kann zumeist  $T_{FGR} = 5^\circ\text{C}$  verwendet werden [109].

### 3.4.3 Komponenten des Batteriesystems

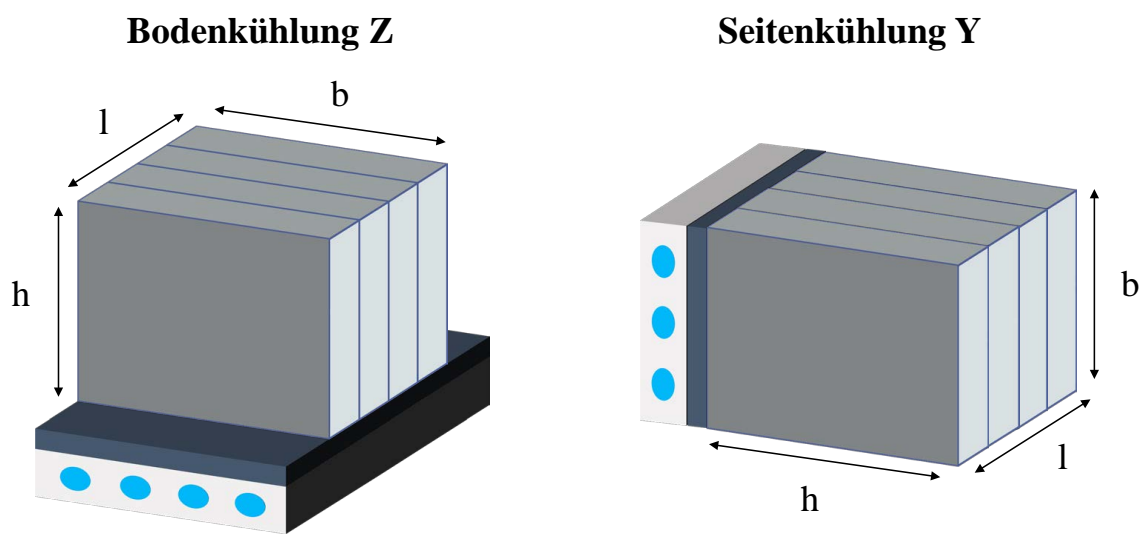
Für die thermische Auslegung des Batteriesystems werden detaillierte Informationen über das Modul und die darin verbaute Zelle benötigt. Das Modul ist als Bauteil zur Integration ins Batteriesystem definiert, siehe Abschnitt 2.2. Auf Zellebene findet lediglich die Berechnung der elektrischen Leistung und Verluste statt, deshalb werden die elektrischen Eigenschaften der Zelle benötigt (vgl. Abschnitt 4.1). Der Wärmeübergang wird für das Modul bestimmt, weshalb die geometrischen und thermischen Eigenschaften des Moduls benötigt werden.

Eine Übersicht über die Spezifikationen für das Kompaktklasse-Szenario findet sich in Tab. 3.1. Die makroskopischen Parameter der Wärmeleitfähigkeiten und -kapazität des Moduls ergeben sich im wesentlichen durch Typ und Orientierung der verbauten Zelle sowie inneren Aufbau des Moduls (vgl. Abschnitt 2.1). Im ersten Szenario wird das Referenzmodul (siehe Abschnitt 5.7) verwendet. Ein Modul besteht aus insgesamt  $n_{ZPM} = 24$  Pouchzellen, die längs im Modul angeordnet sind.

Die maximale Betriebstemperatur der Zelle bei voller Leistung beträgt  $T_{max} = 40^\circ\text{C}$ . Die maximale Temperaturspreizung über die Zelle ist  $\Delta T_{Z,max} = 10\text{K}$ . Für die Auslegung des Systems muss zudem die maximale Temperaturdifferenz zwischen den einzelnen Zellen festgelegt werden. In dieser Arbeit wird die Grenze von  $\Delta T_{ZZ,max} = 2\text{K}$  verwendet. Der gebräuchliche Wert liegt mit 5 K etwas höher (vgl. Abschnitt 2.3). Für diese Arbeit soll jedoch sowohl ein hohes Maß an Temperaturhomogenität gewährleistet, als auch potentielle Abweichungen in der Berechnung von Temperaturdifferenzen zwischen den Zellen berücksichtigt werden (siehe Validierung in Abschnitt 5.7).



Da die Kühlung bzw. Kühlplatte der Gegenstand weiterer Betrachtungen ist, wird im weiteren Verlauf der Arbeit folgende Konvention zur Benennung der Moduldimensionen verwendet. Anstatt Länge, Breite und Höhe anhand eines festen Koordinatensystems im Raum zu bestimmen, geschieht dieses in Relation zur Kühlfläche und zur Strömungsrichtung. Länge und Breite spannen die Grundfläche zur Kühlung auf, die Höhe  $h$  beschreibt die Ausdehnung senkrecht zur Kühlfläche. Die Länge des Moduls  $l$  wird in Richtung der Fluidströmung definiert, die Breite  $b$  senkrecht hierzu in der Kühlebene. In Abb. 3.7 ist diese Konvention anhand zwei unterschiedlicher Kühlflächen an einem Zellstapel illustriert. Als Beispiel ist eine indirekte Kühlung über eine Kühlplatte abgebildet.



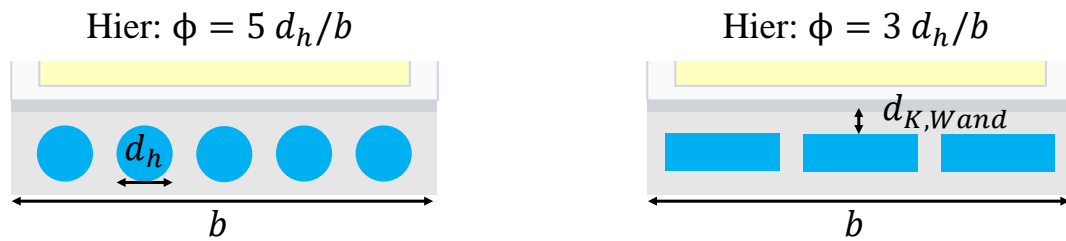
**Abb. 3.7:** Illustration zur Benennung von Länge  $l$ , Breite  $b$  und Höhe  $h$  des Moduls in Abhängigkeit der Kühlfläche und Flussrichtung des Fluids (hellblau) am Beispiel einer indirekten Kühlung mit Kühlplatte für Bodenkühlung Z und einfacher Seitenkühlung Y.

Für die Berechnung der Verlustleistung in den einzelnen Zellen wird wie in Abschnitt 2.1.3 beschrieben vorgegangen. Es wird eine Beschreibung des Innenwiderstands der Zelle  $R_i$  in Abhängigkeit der Temperatur und SoC benötigt. Für das Referenzmodul wird der Innenwiderstand der Zelle bei  $40^\circ\text{C}$  und  $80\%$  SoC als Referenzpunkt  $R_{i,Ref}$  gewählt und normiert.

Neben dem Modul ist bei der Verwendung entsprechender BTMS-Konzepte auch die Kühlplatte eine Komponente des Batteriesystems. Für die Kühlplattenkonzepte ergeben sich drei Auslegungsgrößen, die in Tab. 3.1 als Randbedingungen des Kühlplattendesigns genannt sind. Diese Größen beschreiben nicht den Aufbau der Kühlplatte, sondern lediglich die Limitierungen zur Auslegung der Kühlplatte, z. B. aufgrund von Fertigungsrandbedingungen.

Zwei dieser Auslegungsgrößen sind die typische Wandstärke der Kühlplatte  $d_{K,Wand}$  und der Flächennutzungsgrad  $\phi$  als Verhältnis von Modul- zu Fluidoberfläche. Für ver-

schiedene Fertigkonzepte von Kühlplatten kann  $\phi$  unterschiedliche Werte annehmen, z. B. falls typische Verhältnisse von Höhe zu Breite der Kühlkanäle, oder auch Abstände zwischen einzelnen Kanälen einzuhalten sind. In Abb. 3.8 ist jeweils ein Beispiel für kreisrunde und rechteckige Kanäle illustriert, sowie die Wandstärke  $d_{K,Wand}$  eingezeichnet. Im Falle des Kompaktklasse-Szenarios ist die Gestaltung des Kanalquerschnitts fertigungsbedingt limitiert, weshalb der Flächennutzungsgrad  $\phi$  lediglich 0.2 beträgt. Als dritte Auslegungsgröße der Kühlplatte ist eine untere Grenze für den hydraulischen Durchmesser zu  $d_{h,min} = 1.1 \text{ mm}$  aufgrund von Fertigungslimitierungen festgelegt.



**Abb. 3.8:** Illustrationen zum Flächennutzungsgrad  $\phi$  der Kühlplatte anhand kreisrunder (links) und rechteckiger Kanäle (rechts).

Eine obere Grenze für den Wärmedurchgangskoeffizienten im Kontaktmaterial  $k_{KM,max}$  wird außerdem noch als Auslegungsgröße für indirekte Kühlungen benötigt (siehe Abschnitt 4.3.2). Der tatsächlich benötigte Wärmedurchgangskoeffizient im Kontaktmaterial stellt eine der Zielgrößen dar und wird durch die analytischen Gleichungen bestimmt. Durch den Vergleich der Zielgröße mit der oberen Grenze wird eine Bewertung ermöglicht, ob der benötigte Wärmedurchgang sich technisch sinnvoll und kostenoptimal realisieren lässt. Als obere Grenze kann somit z. B. ein Koeffizient herangezogen werden, der mit Gapfillern und Gappads nicht realisierbar ist und somit der Einsatz aufwändiger Alternativen notwendig wäre (siehe Abschnitt 2.4).

Aus den drei Kategorien Fahrzeug, klimatische Randbedingung und Komponenten ergeben sich die Anforderung, Randbedingung, Spezifikation und Auslegungsgrößen als Eingangsgrößen zur Beschreibung des Szenarios für die thermische Auslegung des Batteriesystems. Für das Kompaktklasse-Szenario sind die Anforderungen, Randbedingungen und Spezifikationen in Tab. 3.1 aufgelistet.

**Tab. 3.1:** Eingangsgrößen des Kompaktklasse-Szenarios zur thermischen Auslegung des Batteriesystems (BEV-PKW im C-Segment)

Größe	Bedutung	Anforderungen an das Batteriesystem
$E_{Ges}$	56 kWh	Energieinhalt Gesamtsystem
$P_{el}$	50 kW	Mittlere elektrische Leistung im Belastungszyklus
$T_{max}$	40 °C	Maximale Zelltemperatur (siehe 2.3)
$\Delta T_{Z,max}$	10 K	Max. Temperaturdifferenz innerhalb Zelle (2.3)
$\Delta T_{ZZ,max}$	2 K	Max. Temperaturdifferenz Zelle zu Zelle (2.3)
Größe	Bedutung	Randbedingungen Fahrzeug und Klima
$v_{FZG}$	160 km/h	Geschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit bei $P_{el}$ [110]
$t_p$	$\rightarrow \infty$	Typische Pulsdauer im Belastungszyklus
$T_A$	20 °C	Auslegungstemperatur der Umgebungsluft (Kühlen)
$T_{Umg,min}$	-13 °C	Min. Umgebungstemperatur (Heizen)
Größe	Bedutung	Spezifikation des Moduls und verbauter Zelle
$m$	30.9 kg	Masse Modul
$l$	0.540 m	Länge des Moduls
$b$	0.225 m	Breite Modul
$h$	0.106 m	Höhe des Moduls
$c_p$	960 J/kgK	Mittlere spezifische Wärmekapazität des Moduls
$\lambda_l$	20 W/mK	Wärmeleitfähigkeit in der Länge $l$
$\lambda_b$	4 W/mK	Wärmeleitfähigkeit in der Breite $b$
$\lambda_h$	11.7 W/mK	Wärmeleitfähigkeit in der Höhe $h$
$L_{Zelle}$	78 Ah	Elektrische Ladungsmenge einer Zelle
$n_{ZPM}$	24	Anzahl Zellen pro Modul
$R_{i,Ref}$	100 %	Referenzwert Innenwiderstand (40 °C, 80 % SoC)
$U_{Nenn}$	3.7 V	Nennspannung der Zelle
$U_{min}$	2.5 V	Minimale Zellspannung
$U_{max}$	4.2 V	Maximale Zellspannung
Größe	Bedutung	Auslegungsgrößen für verschiedene Konzepte
$k_{KM,max}$	1500 W/m <sup>2</sup> K	Bewertungsgrenze thermisches Kontaktmaterial
$P_{Luft,max}$	3 kW	Max. verfügbare Förderleistung für Luft
$k_{ANTK}$	700 W/K	Wärmeübergang Niedertemperaturkühler
$\dot{Q}_{max}$	8.7 kW	Max. Kühlleistung Kältekreislauf bei $T_A$ [107]
$\dot{Q}_{WP}$	5 kW	Max. Heizleistung Wärmepumpe bei $T_{Umg,min}$ [107]
$T_{HP}$	40 °C	Austrittstemperatur CO <sub>2</sub> -Gaskühlung bei $T_A$
$p_{HP}$	100 bar	Druck der CO <sub>2</sub> -Gaskühlung bei $T_A$
$T_{FGR}$	5 °C	Verdampfungstemperatur für FGR-Klimatisierung
$d_{K,Wand}$	1 mm	Wandstärke der Kühlplatte
$d_{h,min}$	1.1 mm	Untere Grenze für Durchmesser der Kanäle
$\phi$	0.2	Flächennutzungsgrad der Kühlplatte (3.4.3)



## 4 Analytische Vorauswahl geeigneter Kandidaten

Wie in Abb. 3.5 dargestellt, werden mithilfe der analytischen Vorauswahl alle Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Freiheitsgrad Kühlfläche auf verschiedene Kriterien hin überprüft. In diesem Kapitel werden die Gleichungen und Kriterien beschrieben, die zur Bewertung der unterschiedlichen Kandidaten dienen und exemplarisch für das Kompaktklasse-Szenario angewandt werden. Dabei handelt es sich zum einen um die physikalischen Gleichungen des elektrischen und thermischen Verhaltens des Batteriesystems, zum anderen um die Überprüfung von Abbruch- und Vorauswahlkriterien. Ziel der Vorauswahl ist es somit, geeignete Kandidaten aus dem Lösungsraum zu identifizieren. Tab. 4.1 liefert eine Übersicht über die fünf Kriterien. Der Wärmeübergang wird zwischen den Konzepten mit indirekten Kühlungen und direkter Luftkühlung differenziert. Bei Kandidaten mit Kältekreislauf, d. h. die beiden CO<sub>2</sub>-Systeme und Kühlmittel über Chiller, wird zudem noch die maximal verfügbare Kühlleistung aus dem Kältekreis betrachtet. Die ausführliche Herleitung erfolgt im Laufe des Kapitels.

**Tab. 4.1:** Übersicht über die Kriterien zur Vorauswahl geeigneter Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Freiheitsgrad Kühlfläche

Überprüfte Größe	Symbol	Kriterium	Betroffene Kandidaten
Zellspannung	$U_{Zelle}$	4.2	Alle
Einlasstemperatur	$T_{in}$	4.10	Alle
Kühlleistung Kältekreis	$\dot{Q}_{Ges}$	4.7	Anwendung Kältekreis
Wärmedurchgang Kontaktmaterial	$k_{KM}$	4.20, 4.21	Indirekte Kühlungen
Wärmeübergang Luft	$\alpha$	4.22	Direkte Luftkühlungen
Benötigte Förderleistung Luft	$P_{Luft}$	4.39	Aktive Luftkühlungen

Als Ausgangspunkt für die Berechnungen des Kompaktklasse-Szenarios dient Tab. 3.1. Hierin sind alle benötigten Größen aufgeführt. Die Berechnung der elektrischen Größen und Überprüfung der Zellspannung findet auf Zellebene statt (Abschnitt 4.1). Die Darstellung der sechs Möglichkeiten für die Systemfreiheitsgrade (4.2) sowie die Berechnung und Überprüfung des Wärmeübergangs (4.3) finden auf Modulebene statt. Im Anschluss wird das Ergebnis der Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario beschrieben (4.4) und die Berechnung des Bauraums vorgestellt (4.5). Abschließend wird auf die Berechnung der Förderleistung eingegangen (4.6).

### 4.1 Berechnung der elektrischen Parameter

Zuerst wird die Anzahl benötigter Zellen aus der Anforderung an Energieinhalt des Systems  $E_{Ges}$ , elektrischer Ladungsmenge der Zelle  $L_{Zelle}$  sowie deren Nennspannung

$U_{Nenn}$  berechnet (Gleichung 4.1). Für das Kompaktklasse-Szenario ergibt sich  $n_{Zelle} = 192$ , d. h. es werden insgesamt 8 Module benötigt.

$$n_{Zelle} = \frac{E_{Ges}}{U_{Nenn} L_{Zelle}} \quad (4.1)$$

Als nächstes wird anhand der geforderten elektrischen Leistung  $P_{el}$  der elektrische Strom  $I$  sowie die Zellspannung  $U_{Zelle}$  berechnet. Dieses geschieht mithilfe der Gleichungen 2.5 und 2.6 aus Abschnitt 2.1.3.

Als erstes Kriterium 4.2 ist zu überprüfen, ob die Spannungsgrenzen der Zellen über bzw. unterschritten werden. Beim Entladen ist die untere Zellspannungsgrenze  $U_{min}$  zu beachten, beim Laden/Rekuperieren die obere Grenze  $U_{max}$  (vgl. 2.1.1). Im Szenario für die Kompaktklasse werden diese Grenzen nicht verletzt. Ansonsten würde die Zelle nicht die geforderte Leistung liefern und das System kann nicht ausgelegt werden, d. h. die Anforderungen an das Batteriesystem in der Beschreibung des Szenarios passen nicht zur verwendeten Zelle. Das Kriterium dient somit zur Plausibilisierung der Eingangsgrößen. Wird das Kriterium verletzt, muss das Szenario neu definiert und z. B. die Anforderung an die elektrische Leistung herabgesetzt werden.

$$U_{min} \leq U_{Zelle} \leq U_{max} \quad (4.2)$$

Aus der elektrischen Leistung lässt sich nun die elektrischen Verluste innerhalb der Zelle bzw. im System anhand Gleichung 4.3 berechnen. Sie sind gleichzusetzen mit dem abzuführenden Wärmestrom, vgl. Abschnitt 2.1.3. Für das Szenario der Kompaktklasse ergibt sich mit  $t_p \rightarrow \infty$  ein Dynamikfaktor  $c = 1$ .

$$\dot{Q}_{Zelle} = P_{V,Zelle} = c(t_p) R_i I^2 \quad (4.3a)$$

$$\dot{Q}_{Ges} = P_V = n_{Zelle} \dot{Q}_{Zelle} \quad (4.3b)$$

## 4.2 Spezifikation der charakteristischen Größen des Systemfreiheitsgrads

Im nächsten Schritt werden die sechs betrachteten Auswahlmöglichkeiten für den Systemfreiheitsgrad, die im Rahmen dieser Arbeit betrachtet werden, genauer beschrieben (vgl. Abschnitt 3.1 und Abb. 3.2). Sollen weitere Möglichkeiten betrachtet werden, müssen die folgenden Größen hierfür spezifiziert werden.

In dieser Arbeit werden als Fluide Umgebungsluft und Wasser-Glykol als Kühlmittel betrachtet, dazu kommt als Kältemittel  $\text{CO}_2$ . Es ergeben sich für die erzwungene Konvektion von Luft an ebenen Wänden, für die erzwungene Konvektion einer Flüssigkeit in

einem Rohr und für die Verdampfung des Kältemittels CO<sub>2</sub> unterschiedliche Wertebereiche für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ . Tab. 4.2 dient hierbei als Orientierung für typische Werte.

**Tab. 4.2:** In der Praxis übliche Wertebereiche der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  für verschiedene Fluide und Strömungsarten

Fluid	$\alpha$ [ $W/m^2K$ ]	Quelle
Luft erzwungene Konvektion	12-120	[111]
Wasser erzwungene Konvektion	600-12.000	[111]
CO <sub>2</sub> konvektives Strömungssieden	5.000-40.000	[112], [113]

Die sechs Möglichkeiten zur Auswahl des Systemfreiheitsgrads sind in Abb. 4.1 genauer dargestellt. Die Darstellung ist gegenüber Abb. 3.2 um die jeweiligen Einlasstemperaturen  $T_{in}$  und Benennung der Komponenten erweitert. Für die Systeme mit Kühlplatten sind die jeweiligen FTMS gezeigt, für die Luftkühlungen der Aufbau des Batteriesystems.

Für die Systeme mit CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung ist jeweils der Wärmeübertrager für den Fahrgastraum transparent abgebildet. Somit soll verdeutlicht werden, dass der FGR nicht mit berechnet werden soll, sondern lediglich die Kühlung des Batteriesystems betrachtet wird. Dieses wird in Abschnitt 5.4 aufgegriffen.

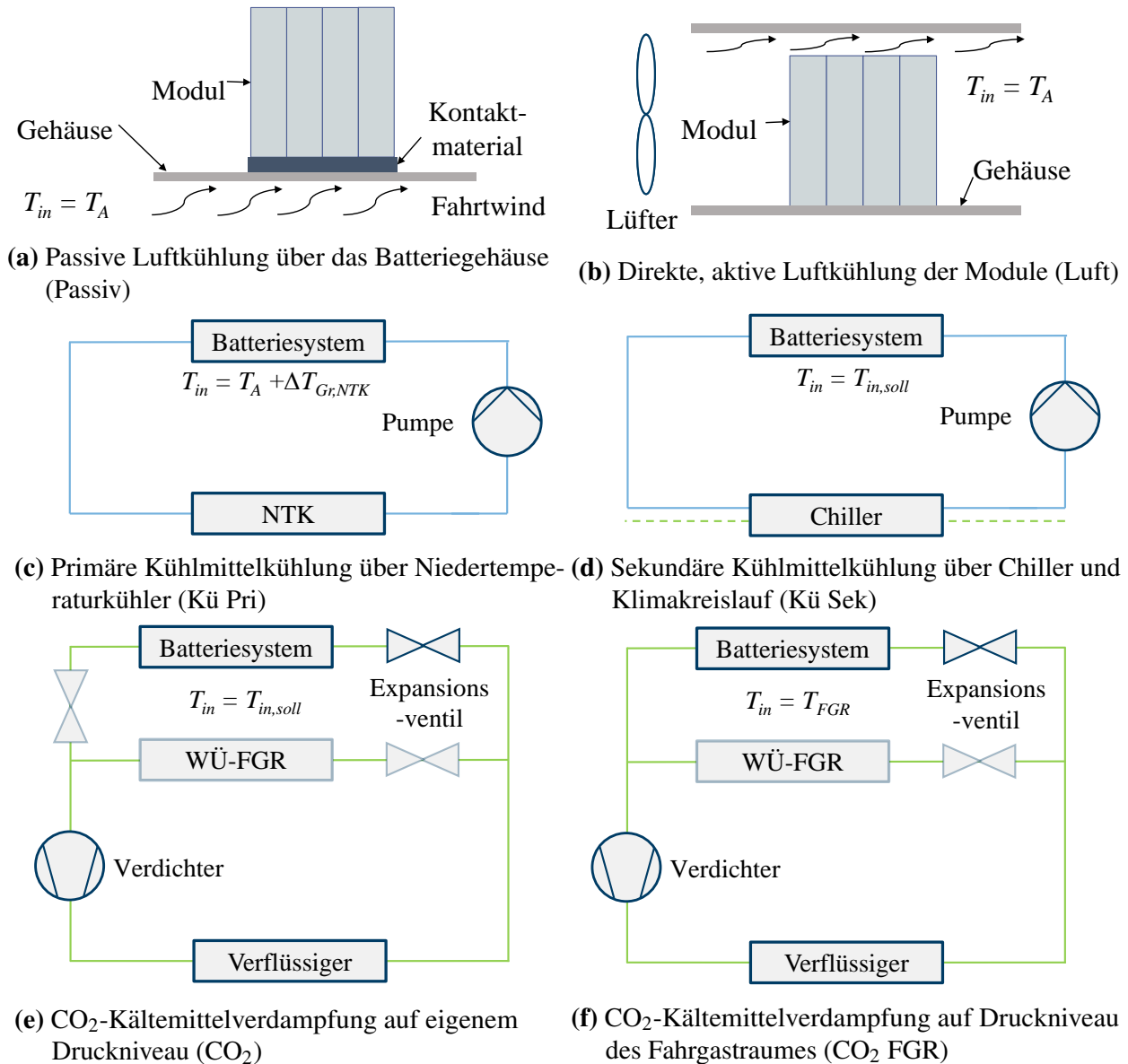
Für die sechs Möglichkeiten müssen jeweils die Größen  $\alpha$  und  $T_{in}$  spezifiziert werden. Die Zusammenfassung ist in Tab. 4.3 zu finden, die Herleitung der Größen wird im Folgenden beschrieben.

Zunächst wird die Einlasstemperatur  $T_{in}$  in Abhängigkeit der Systemfreiheitsgrade bestimmt. Für passiv mit Luft gekühlte Batterien entspricht diese der Auslegungstemperatur  $T_A = 20^\circ\text{C}$  aus Tab. 3.1. Hier wird davon ausgegangen, dass es bei den betrachteten Fahrgeschwindigkeiten zu keiner signifikanten Erwärmung des Fluids an der Unterseite des Systems kommt. Für die aktive Luftkühlung im System wird zunächst keine Temperierung der Luft betrachtet (siehe Abschnitt 6.4). Stattdessen wird als Einlasstemperatur  $T_{in}$  ebenfalls die Auslegungstemperatur verwendet.

Für die Kühlmittelkühlung über den Niedertemperaturkühler wird vereinfachend ein linearer Zusammenhang zwischen Wärmeübergang  $kA_{NTK}$ , Temperaturdifferenz im NTK zwischen Umgebung und Kühlmittel  $\Delta T_{NTK}$  sowie benötigter Kühlleistung  $\dot{Q}_{Ges}$  angenommen, Gleichung 4.4 [114].

$$\dot{Q}_{Ges} = kA_{NTK} \Delta T_{NTK} \quad (4.4)$$

Aus einer Abschätzung von  $kA_{NTK}$  des Niedertemperaturkühlers wird auf  $\Delta T_{NTK}$  und somit auf die Einlasstemperatur  $T_{in}$  geschlossen. Hierfür wird Gleichung 4.5 verwendet, welche  $\Delta T_{NTK}$  als mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Umgebungsluft



**Abb. 4.1:** Übersicht über die in dieser Arbeit betrachteten Auswahlmöglichkeiten für den Systemfreiheitsgrad inkl. Einlasstemperatur und Kürzel

bei Auslegungstemperatur  $T_A$  und Kühlmitteltemperatur beschreibt. Die Auslasstemperatur am Batteriesystem  $T_{out}$  ergibt sich aus den Gleichungen 4.8 und 4.9 (s. u.).

$$\Delta T_{NTK} = \frac{(T_{out} - T_A) - (T_{in} - T_A)}{\ln \left( \frac{T_{out} - T_A}{T_{in} - T_A} \right)} \quad (4.5)$$

Wird die Batteriekühlung hingegen im Sekundärkreislauf betrieben, kann die Vorlauf-temperatur der Batterie über die Auslegung des Chillers, den Fluidmassenstrom und ggf. durch ein zusätzliches Expansionsventil im Kältekreislauf auf Sollwert gebracht werden. Für eine optimale Einlasstemperatur als Sollwert findet sich in der Literatur keine



Gleichung, stattdessen wird für diese Arbeit eine Abschätzung anhand des maximalen Temperaturdeltas  $\Delta T_{Z,max}$  angenommen, Gleichung 4.6. Im Kompaktklasse-Szenario beträgt die Sollvorlauftemperatur somit  $20^\circ\text{C}$ .

$$T_{in,soll} = T_{max} - 2\Delta T_{Z,max} \quad (4.6)$$

Für die Integration der Batteriekühlung im Kältekreislauf mit aktiver Klimatisierung des Fahrgastraumes ( $\text{CO}_2$  FGR, Abb. 4.1f) wird davon ausgegangen, dass die Verdampfungstemperatur des Kältemittels durch die Klimatisierung des Fahrgastinnenraumes  $T_{FGR}$  bestimmt wird. Für die  $\text{CO}_2$ -Kühlung auf eigenem Druckniveau ( $\text{CO}_2$ ) hingegen kann die Verdampfungstemperatur auf Sollwert (Gleichung 4.6) eingestellt werden. Dieses ist in Abb. 4.1e anhand eines weiteren Expansionsventils gegenüber Abb. 4.1f angedeutet. Wird stattdessen ein eigener Kältekreislauf für die Batterie betrachtet, entfallen die transparenten Komponenten (WÜ-FGR und zwei Ventile).

Sowohl für beide Kältemittelkühlungen als auch für die Kühlmittelkühlung über Sekundärkreislauf muss das Kriterium 4.7 überprüft werden. Dieses stellt sicher, dass die maximal verfügbare Kühlleistung im Kältemittelkreislauf  $\dot{Q}_{max}$  ausreicht um die Verluste im Batteriesystem abzuführen. Für das Kompaktklasse-Szenario liegt  $\dot{Q}_{max}$  deutlich über dem abzuführenden Wärmestrom  $\dot{Q}_{Ges}$ . Falls dieses für ein anderes Szenario nicht der Fall ist, kann der Klimakreislauf davon ausgehend für das zu entwickelnde Fahrzeug genau wie das BTMS neu ausgelegt oder weiterentwickelt werden. Deshalb wird auch bei Verletzung des Kriteriums 4.7 der jeweilige Kandidat noch weiter betrachtet, siehe z. B. Abb. 6.3.

$$\dot{Q}_{Ges} \leq \dot{Q}_{max} \quad (4.7)$$

Die zwei Größen  $\alpha$  und Einlasstemperatur  $T_{in}$  der sechs betrachteten Auswahlmöglichkeiten für die Systemfreiheitsgrade sind in Tab. 4.3 zusammengefasst. Mithilfe dieser beiden Größen kann der Wärmeübergang für jede Möglichkeit in Abschnitt 4.3 beschrieben werden.

Für die Kühlplattenkonzepte der Kühl- und Kältemittelkühlungen wird zunächst eine Schätzung für den konvektiven Wärmeübergang  $\alpha$  über die Moduloberfläche anhand Tab. 4.3 festgelegt. Dieser Wert wird im Rahmen der Kühlplattenoptimierung genauer spezifiziert. Da der Wärmeübergang für die Luftkühlung in der Analytik detailliert berechnet wird, wird hierfür bereits auf die Gleichungen zur Spezifizierung von  $\alpha$  verwiesen. Außerdem ist aufgeführt, ob das Kriterium der maximal verfügbaren Kühlleistung ( $\dot{Q}_{max}$ , Glg. 4.7) betrachtet werden muss.

Für alle betrachteten Kandidaten muss die Fluidtemperatur kleiner sein als die Temperatur der angebundenen Moduloberfläche, damit eine Kühlung möglich ist. Die Temperatur der gekühlten Moduloberfläche  $T_{MOF}$  errechnet sich aus dem abzuführenden Wärmestrom,

**Tab. 4.3:** Übersicht über die Größen  $\alpha$  und Einlasstemperatur  $T_{in}$  der sechs in dieser Arbeit betrachteten Möglichkeiten des Systemfreiheitsgrads in der Vorauswahl. Für Kühl- und Kältemittel wird  $\alpha$  in der Kühlplattenoptimierung genau bestimmt.

Systemfreiheitsgrad	$\alpha$ [ $W/m^2K$ ]	$T_{in}$	$\dot{Q}_{max}$ ? (4.7)
Passiv über Gehäuse (Passiv)	Glg. 4.29	$= T_A$	Nein
Aktive Luft am Modul (Luft)	Glg. 4.15-4.19	$= T_A$	Nein
Kühlmittel über NTK (Kü Pri)	500	$= T_A + \Delta T_{NTK}$	Nein
Kühlmittel über Chiller (Kü Sek)	500	$= T_{in,soll}$	Ja
CO <sub>2</sub> FGR-Druckniveau (CO <sub>2</sub> FGR)	5.000	$= T_{FGR}$	Ja
CO <sub>2</sub> eigenes Druckniveau (CO <sub>2</sub> )	5.000	$= T_{in,soll}$	Ja

der Geometrie und Wärmeleitung der Zelle in Abhängigkeit der Kühlfläche, Gleichung 4.8 (zur Herleitung siehe Abschnitt 4.3, insb. Gleichungen 4.15, 4.18 und 4.19 sowie Abb. 4.2).

$$T_{MOF} = T_{max} - \frac{\dot{Q}_{Zelle} h/2}{\lambda_i A_i} \quad (4.8)$$

Am Auslass ist die Fluidtemperatur am höchsten anzunehmen. Im Realfall kann die Moduloberflächentemperatur vom Fluid jedoch nicht erreicht werden, es ergibt sich eine Differenz zwischen der Oberflächentemperatur und der Fluidtemperatur am Auslass. Diese Differenz wird Approach-Temperaturdifferenz genannt, und es wird hierfür  $\Delta T_{Approach} = 5\text{ K}$  angenommen. Die Auslasstemperatur des Fluids  $T_{out}$  errechnet sich somit nach Gleichung 4.9.

$$T_{out} = T_{MOF} - \Delta T_{Approach} \quad (4.9)$$

Als nächstes Kriterium ergibt sich die Forderung, dass die Einlasstemperatur des Fluids unter der Auslasstemperatur liegt, damit eine Kühlung der Zelle möglich ist. Im Kompaktklasse-Szenario mit dem Modul aus Pouchzellen wird dieses Kriterium für die einfache und doppelte Seitenkühlung (Y und 2Y, siehe Abschnitt 4.3) nicht erfüllt. Eine Kühlung über die verhältnismäßig lange Seite der Pouchzelle ist also nicht sinnvoll.

$$T_{in} < T_{out} \quad (4.10)$$

Nach Betrachtung der Fluidtemperatur wird für die Luftkühlung der minimal benötigte Luftmassenstrom ermittelt. Hierfür erfolgt zunächst die Beschreibung der verfügbaren Enthalpiedifferenz des Fluids zur Kühlung. Die spezifische Enthalpiedifferenz  $\Delta h$  zwischen Ein- und Auslass besitzt eine obere Grenze  $\Delta h_{Max} \geq \Delta h$ , die für die Luftkühlung durch die folgende Gleichung 4.11 abgeschätzt wird.

$$\Delta h_{max} = c_{v,F} (T_{out} - T_{in}) \quad (4.11)$$

Somit lässt sich eine Betrachtung des minimal benötigten Luftmassenstroms ableiten (Gleichung 4.12).

$$\dot{m}_{F,min} = \frac{\dot{Q}_{Ges}}{\Delta h_{max}} \quad (4.12)$$

Zur Berechnung des konjugierten Wärmeübergangs wird eine mittlere Fluidtemperatur  $T_F$  benötigt. Zuvor wurden hierfür bereits die Einlasstemperatur  $T_{in}$  und Auslasstemperatur  $T_{out}$  des Fluids bestimmt, die sich über das gesamte System ergeben.

Um die mittlere Fluidtemperatur  $T_F$  abzuschätzen, wird davon ausgegangen, dass alle Module im System eine konstante Oberflächentemperatur  $T_{MOF}$  an der Kühlfläche besitzen. Somit lässt sich eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log}$  zwischen Fluid und gekühlter Moduloberfläche analog Gleichung 4.5 zu 4.13 berechnen.

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{MOF} - T_{in}) - (T_{MOF} - T_{out})}{\ln \left( \frac{T_{MOF} - T_{in}}{T_{MOF} - T_{out}} \right)} \quad (4.13)$$

Aus der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log}$  folgt die mittlere Fluidtemperatur  $T_F$ . Diese Temperatur  $T_F$  wird im Folgenden zur Berechnung des eindimensionalen, konjugierten Wärmeübergangs verwendet.

$$T_F = T_{MOF} - \Delta T_{log} \quad (4.14)$$

### 4.3 Berechnung des konjugierten Wärmeübergangs zum Fluid

Im nächsten Schritt werden die einzelnen Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Freiheitsgrad Kühlfläche (Abb. 3.3) anhand des konjugierten Wärmeübergangs differenziert. Im Kompaktklasse-Szenario handelt es sich um die fünf Möglichkeiten für ein Modul aus Pouchzellen und sechs Möglichkeiten des Systemfreiheitsgrads, also insgesamt 30 Kandidaten. Für diese wird der eindimensionale konjugierte Wärmeübergang aus dem Modul an das Fluid berechnet und weitere Kriterien erstellt.

#### 4.3.1 Position der Wärmequelle für das Modell konzentrierter Massen

Für die analytische Berechnung der Wärmeleitung im Modul anhand einer konzentrierten Masse muss zunächst noch eine Betrachtung zur Höhe der Wärmequelle  $\dot{Q}$  in Relation zur Kühlfläche erfolgen.

Es wird davon ausgegangen, dass sich für alle Zellformen eine konstante Wärmequellendichte über den Stapel/Wickel ausbildet. Bei der Betrachtung der eindimensionalen Wärmeleitung in dieser Arbeit entspricht dieses einer linienförmigen Wärmequelle  $\dot{q}$  über der Höhe des Moduls. Die linienförmige Quelle muss auf eine punktförmige Quelle reduziert werden, um mit einer konzentrierten Masse für das Modul zu rechnen. Die Höhe der punktförmigen Quelle muss dabei so gewählt werden, dass die Temperatur der konzentrierten Masse derjenigen Temperatur entspricht, die sich bei linienförmiger Wärmequelle am Punkt maximalen Abstands zur Kühlung ausbildet. Diese entspricht somit der Maximaltemperatur des Moduls.

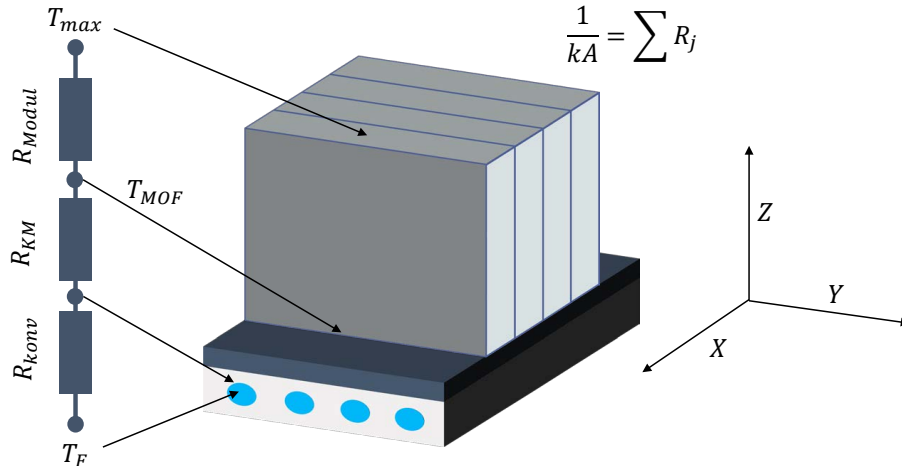
Für quaderförmige Module aus Pouch- oder prismatischen Zellen, sowie für die Bodenkühlung von Rundzellen, muss sich die Position bzw. Höhe der punktförmigen Wärmequelle  $\dot{Q}$  auf halber Höhe in Relation zur Kühlfläche befinden. Für Bodenkühlungen im Kompaktklasse-Szenario wird z. B. angenommen, dass die Wärmequelle  $\dot{Q}$  sich auf  $h/2 = 0.053 \text{ m}$  befindet. Für die Mantelkühlung von Rundzellen wird die Position anhand eines Ersatzradius  $r_e$  beschrieben, an dem die punktförmige Wärmequelle zu positionieren ist. Er wird anhand der Herleitung aus Abb. B.1 im Anhang B zu  $r_e = e^{-1/2} r_m \approx 0.61$  abgeschätzt.

#### 4.3.2 Wärmeübergang bei Kandidaten mit Kühlplatten

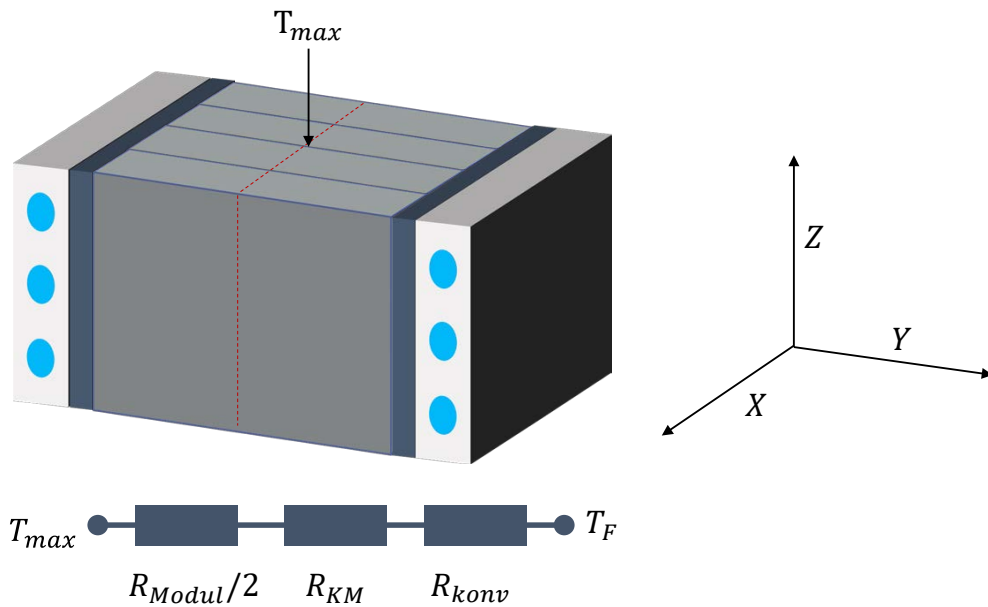
Neben der Wärmeleitung im Modul beeinflussen die Wärmeleitung im thermischen Kontaktmaterial und die Konvektion des Fluids den Wärmeübergang an die Kühlung, siehe Abb. 4.2. Der Einfluss metallischer Kühlplatten ist gegenüber diesen Größen vernachlässigbar gering.

#### *Wärmeübergang bei Modulen aus Pouch- und prismatischen Zellen*

Prinzipiell lassen sich Module aus annähernd quaderförmigen Zellen aus drei verschiedenen Richtungen kühlen, siehe Abb. 3.3. In folgenden Abbildungen sind detaillierte Darstellungen gezeigt: In 4.2 ist ein Beispiel einer Bodenkühlung eines Moduls, in 4.3 eine doppelte Seitenkühlung, und in 4.4 eine Kühlung von jeweils vier Zellen einer Zwischenkühlung. Die Symmetrieebene ist in Abb. 4.3 durch die rote gestrichelte Linie angedeutet. Für die Zwischenzellkühlung bei diesen Zellformen kommt eine zusätzliche Variable der Anzahl Zellen pro Kühlplatte  $n_{ZK}$  hinzu, sofern sich dieses durch den Modulaufbau realisieren lässt.



**Abb. 4.2:** Illustration des konjugierten Wärmeübergangs vom Modul an die Kühlung für die Bodenkühlung (Z). Darstellung inklusive der thermischen Widerstände  $R_j$  für die Wärmeleitung im Modul, im Kontaktmaterial (Index  $KM$ ) und den konvektiven Wärmeübergang an das Fluid. Die Positionen der Maximaltemperatur  $T_{max}$ , der Moduloberflächentemperatur  $T_{MOF}$  und die mittlere Fluidtemperatur  $T_F$  sind ebenfalls angezeigt.



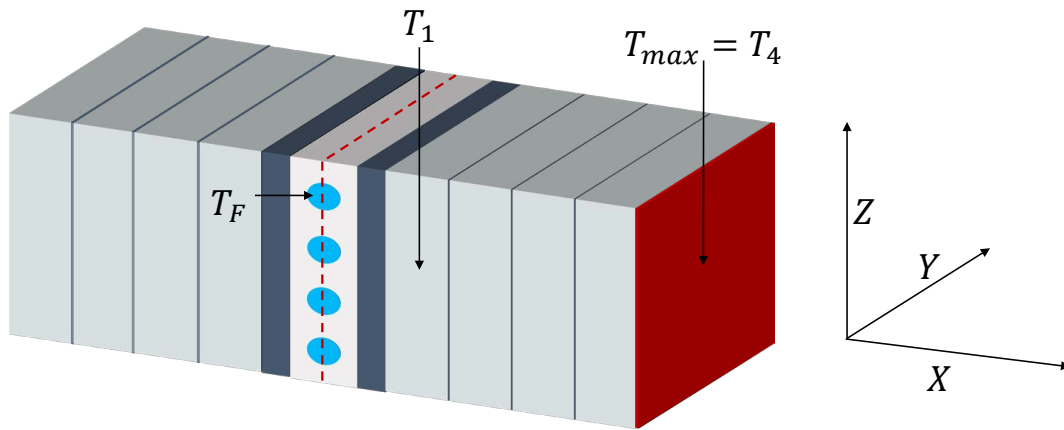
**Abb. 4.3:** Illustration einer doppelten Seitenkühlung (2Y) inklusive thermischer Widerstände für die Wärmeleitung im Modul und Kontaktmaterial sowie für den konvektiven Wärmeübergang an das Fluid. Die Symmetrieebene aufgrund doppelter Kühlung ist in Rot eingezeichnet.

Für die vier Möglichkeiten der Seiten- und Bodenflächen (Z,2Z,Y,2Y, siehe Abb. 3.3) lässt sich nun der eindimensionale, konjugierte Wärmeübergangskoeffizient  $k_i$  berechnen, Gleichung 4.15. Die gekühlte Fläche des Moduls wird als  $A_i$  bezeichnet. Sie ist ebenso wie  $k_i$  abhängig von der Auswahl der Kühlfläche  $i = \{Z,2Z,Y,2Y\}$ . Als Modultemperatur

wird die Maximaltemperatur  $T_{max}$  verwendet: Niedrigere Temperaturen hätten höhere Verlustleistungen zur Folge, da der Innenwiderstand ansteigt.

$$\dot{Q}_{Zelle} = k_i A_i (T_{max} - T_F) \quad (4.15)$$

Für die Zwischenzellkühlung (Kürzel X) ergibt sich eine zusätzliche Variable  $n_{ZK}$ . Sie beschreibt die Anzahl der Zellen je Seite der Kühlplatte, siehe Abb. 4.4.



**Abb. 4.4:** Illustration einer Zwischenzellkühlung (X) mit  $n_{ZK} = 4$ . Die Symmetrieebenen sind in Rot eingezeichnet.

Der zusätzliche Freiheitsgrad  $n_{ZK}$  und der Wärmeübergangskoeffizient  $k_X$  werden anstatt durch Gleichung 4.15 durch die Gleichungen 4.16 und 4.17 bestimmt:

$$n_{ZK} \dot{Q}_{Zelle} = k_X A_X (T_{max} - T_F) \quad (4.16)$$

$$\Delta T_{ZZ,max} \geq T_{max} - T_1 = \dot{Q}_{Zelle} \frac{n_{ZK}(n_{ZK} - 1)h}{2 \lambda_X A_X} \quad (4.17)$$

Gleichung 4.17 leitet sich aus der Anforderung ab, dass die Temperaturdifferenz zwischen einzelnen Zellen nicht  $\Delta T_{ZZ,max} = 5 \text{ K}$  übersteigen darf. Durch die Kühlung mehrerer Zellen hintereinander entsteht durch den Wärmestrom von der äußersten Zelle bis zur Kühlung eine Temperaturdifferenz  $T_{n_{ZK}} - T_1$  zwischen diesen Zellen. Somit lässt sich ein maximaler, ganzzahliger Wert für  $n_{ZK}$  bestimmen.<sup>1</sup> Im Kompaktklasse-Szenario ergibt sich für Kühl- und Kältemittel  $n_{ZK} = 5$ , für aktive Luftkühlung  $n_{ZK} = 3$ .

<sup>1</sup> Die Herleitung erfolgt anhand einer Betrachtung der Temperaturdifferenzen zwischen benachbarten Zellen aufgrund des Wärmestroms, der sich mit jeder Zelle in Richtung der Kühlplatte aufsummiert.

In dieser Arbeit wird nur eine Einhaltung der Temperaturdifferenz  $\Delta T_{ZZ,max}$  betrachtet. Soll diese stattdessen minimiert werden, sind entsprechend viele Kühlplatten zu integrieren. Hierzu findet sich bei Smith [82] eine experimentelle Untersuchung. Es wird empfohlen, alle zwei Zellen eine Kühlplatte zu integrieren ( $n_{ZK} = 1$ ).

Im nächsten Schritt wird aus  $k_i$  der benötigte Wärmeübergangskoeffizient im Kontaktmaterial  $k_{i,KM}$  berechnet, Gleichung 4.18. Es wird davon ausgegangen, dass die Fläche des konvektiven Wärmeübergangs gleich der gekühlten Moduloberfläche  $A_i$  ist. Für die direkte Luftkühlung ist dieses korrekt, für Kanalstrukturen erfolgt eine genaue Berechnung im Rahmen der Kühlplattenoptimierung.

$$\frac{1}{k_{i,KM} A_i} = \frac{1}{k_i A_i} - \frac{1}{\alpha_j A_i} - \frac{h/2}{\lambda_i A_i} \quad (4.18)$$

#### *Wärmeübergang bei Rundzellen*

Für die Kühlung der Mantelflächen bei Rundzellen ergeben sich aufgrund des zylindrischen Aufbaus abweichende Möglichkeiten der Kühlungsintegration gegenüber den bisherigen Beschreibungen. Die Gleichungen für ein- und zweiseitige Boden- bzw. Deckelkühlung entsprechen denen aus dem vorangegangenen Abschnitt für quaderförmige Module.

Bei der Mantelkühlung stellt der Anteil der gekühlten Fläche  $A_i$  zur Mantelfläche  $A_M = 2\pi r_m h$  einen zusätzlichen Freiheitsgrad dar. In [32], [98] wird einen Anteil 0.03 bis 0.15 analog zum Modulaufbau im Tesla Model 3 verwendet. Als zweite Möglichkeit ergibt sich für Rundzellen, den Zwischenraum komplett mit Luft zu durchströmen, siehe Abschnitt 4.3.3. Die doppelte Mantelkühlung ist nicht verbreitet. Die Integrationsmöglichkeiten für Rundzellen sind in Abb. 3.3 zusammengefasst.

Für Rundzellen kann die Gleichung 4.18 zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten im Kontaktmaterial  $k_{i,KM}$  nur im Falle der Boden- bzw. Deckelkühlung verwendet werden. Im Falle einer Mantelkühlung muss der zylindrische Aufbau der Zelle berücksichtigt werden, dieses gilt ggf. auch für den Gapfiller.

$$\frac{1}{k_{i,KM} A_i} = \frac{1}{k_i A_i} - \frac{1}{\alpha_j A_i} - \frac{\ln(1/e^{-1/2})}{\lambda_i 2\pi h} \quad (4.19)$$

#### *Überprüfung des Wärmeübergangs*

Anhand der Gleichungen 4.18 bzw. 4.19 wird ein Wert für den Wärmedurchgangskoeffizient im Kontaktmaterial  $k_{i,KM}$  bestimmt. Falls  $k_{i,KM} < 0$  gilt, reicht das verfügbare

Temperaturdelta zwischen Kühlfluid und Modul nicht aus, um den Wärmestrom abzuführen. Dieser Zusammenhang wird im Kriterium 4.20 festgehalten.

$$k_{i,KM} > 0 \quad (4.20)$$

Bei der Anwendung gebräuchlicher Materialien (Gapfiller und Gappads, vgl. Abschnitt 2.4) besteht ein nicht-linearer Zusammenhang zwischen Kosten und Wärmeleitfähigkeit [115]. Anhand des Kriteriums 4.21 wird eine obere Grenze  $k_{KM,max}$  festgesetzt, ab der die Kosten signifikant für die thermische Auslegung werden und auch alternative Umsetzungen wie z. B. Heat Pipes zu betrachten sind. Die Umsetzung ist weiterhin technisch möglich. Im Kompaktklasse-Szenario wird diese Grenze jedoch von allen thermodynamisch umsetzbaren Kandidaten eingehalten.

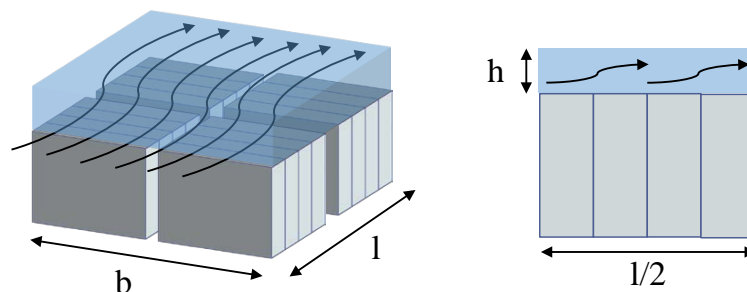
$$k_{i,KM} < k_{KM,max} \quad (4.21)$$

#### 4.3.3 Wärmeübergang bei Kandidaten mit Luftkühlung

Für die aktive, direkte Luftkühlung wird ein Wert für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  berechnet, anstatt diesen abzuschätzen (siehe Tab. 4.3). Anstelle des Kriteriums 4.20 muss für die direkte Luftkühlung überprüft werden, ob sie für die betrachtete Kühlfläche realisierbar ist (Kriterium 4.22).

$$\alpha > 0 \quad (4.22)$$

Aus dem benötigten  $\alpha$  und den folgenden Gleichungen zur Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs lässt sich der benötigte Bauraum bzw. die Höhe  $h$  des Luftspalts ermitteln. Länge  $l$  und Breite  $b$  des Luftspalts ergeben sich aus der Modulanordnung im System. In Abb. 4.5 ist ein Beispiel für 4 Module illustriert.



**Abb. 4.5:** Darstellung des Luftspalts (blau) und dessen Abmessungen  $l, b, h$  am Beispiel einer einfachen Deckelkühlung von vier prismatischen Modulen (grau).



### Aktive Luftkühlung von Pouch- und prismatischen Zellen

Für den konvektiven Wärmeübergang wird anhand der mittleren Reynoldszahl  $Re$  zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Für die laminare Strömung von Luft mit  $Re \leq 2300$  werden die Gleichungen 4.23-4.26 zur Berechnung der mittleren Nusseltzahl  $Nu$  verwendet. Sie gelten für den hydrodynamischen und thermischen Anlauf in einem ebenen Spalt. [116]

$$Nu_{lam} = [Nu_{lam,1}^3 + Nu_{lam,2}^3 + Nu_{lam,3}^3]^{1/3} \quad (4.23)$$

mit

$$Nu_{lam,1} = \begin{cases} 4.861 & \text{bei einseitiger Wärmeübertragung im Luftspalt} \\ 7.541 & \text{bei zweiseitiger Wärmeübertragung im Luftspalt} \end{cases} \quad (4.24)$$

$$Nu_{lam,2} = 1.841 (Re Pr \frac{d_h}{l})^{1/3} \quad (4.25)$$

$$Nu_{lam,3} = \left( \frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{1/6} (Re Pr \frac{d_h}{l})^{1/2} \quad (4.26)$$

Anhand der Gleichung 4.24 wird differenziert, ob im Luftspalt der Wärmeübergang nur an einer oder beiden Seiten stattfindet. Je nach Konstruktion des Batteriesystems sind für die Seiten- und Bodenkühlungen beide Möglichkeiten realisierbar, bei der Zwischenzellkühlung handelt es sich in jedem Fall um einen Wärmeübergang von zwei Seiten.

Für Strömungen im turbulenten Bereich ( $Re \geq 10^4$ ) wird Gleichung 4.27 von Gnielinski ausgewertet. Im Übergangsbereich  $2300 < Re < 10^4$  werden die Nusseltzahlen  $Nu_{lam}(Re = 2300)$  und  $Nu_{turb}(Re = 10^4)$  linear interpoliert. [116], [117]

$$Nu_{turb} = \frac{(\zeta/8) Re Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\zeta/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (4.27)$$

Die Gleichung der turbulenten Nusseltzahl enthält die Wandreibungszahl  $\zeta$ . Die Berechnung von  $\zeta$  (Gleichungen 4.35 und 4.36) befindet sich in Abschnitt 4.6 zur Ermittlung der Druckverluste.

Anhand des exakten Wertes für  $\alpha$ , der Nusseltzahl und Kontinuitätsgleichung zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit kann der hydraulische Durchmesser  $d_h$  für den Luftspalt zur Kühlung innerhalb des Batteriesystems iterativ berechnet werden.

Für die Betrachtung von Zwischenzellkühlungen ergibt sich neben  $d_h$  die zusätzliche Variable  $n_{ZK}$  mit der Anzahl gestapelter Zellen pro Luftspalt. Diese beeinflusst ebenso wie der hydraulische Durchmesser den Wärmeübergang, und es wird eine weitere Bedingung zur Berechnung von  $n_{ZK}$  und  $d_h$  benötigt. Hierfür wird die Einhaltung der maximalen Förderleistung herangezogen. Im Szenario der Kompaktklasse beträgt sie  $P_{Luft,max} = 3 \text{ kW}$ , siehe Tab. 3.1.

Anhand der Definition des hydraulischen Durchmessers (Gleichung 4.28) lässt sich somit für alle möglichen Kombinationen aus Kühlflächen und Modulanordnungen die Höhe  $h$  des Luftspalts bestimmen. Im betrachteten Szenario ergeben sich Spalthöhen zwischen 3.5 mm für die Zwischenzellkühlung und 9.9 mm für die Boden- und Deckelkühlung.

$$d_h = \frac{2bh}{b+h} \quad (4.28)$$

### *Aktive Luftkühlung von Rundzellen*

Für die Mantelkühlung und Bodenkühlung von Rundzellen kann die Vorgehensweise für quaderförmige Zellen übernommen werden, wenn der Aufbau der Module aus einzelnen Zellen vorgegeben und annähernd quaderförmig ist.

Für die Zwischenzellkühlung von Rundzellen findet sich bei Zhou eine Beziehung für die Nusseltzahl, die auf quer angeströmten Rohrbündeln basiert [18], [118]. Anhand der Gleichungen lässt sich der Abstand zwischen den Zellen abschätzen, um den benötigten konvektiven Wärmeübergang an der Mantelfläche zu gewährleisten.

### *Passive Luftkühlung*

Für die passive Kühlung mit Fahrtwind an der Unterseite des Batteriesystems bleiben die Gleichung 4.18 bzw. 4.19 sowie die Kriterien 4.20 und 4.21 erhalten. Es wird abgebildet, dass die Module mithilfe des Kontaktmaterials am Boden des Batteriesystems angebunden werden. Hierfür müssen weder doppelseitige Kühlungen noch Zwischenzellkühlungen betrachtet werden, sondern nur einfache Boden- und Seitenkühlungen.

Die mittlere Nusseltzahl  $Nu_m$  für die konvektive Kühlung der Unterseite lässt sich anhand der Gleichungen 4.29-4.31 aus Baehr/Stephan [119] für eine längs angeströmte, ebene Platte berechnen. Aus laminarer und turbulenter Nusseltzahl wird das quadratische Mittel gebildet. Die Reynoldszahl  $Re_l$  bezieht sich hierbei auf die Länge der Platte  $l$  und die Strömungsgeschwindigkeit in dieser Richtung. Hierfür wird die Fahrzeuggeschwindigkeit angenommen. Die Länge der Platte  $l$  ergibt sich wiederum aus der Anordnung der Module. [116], [119]

$$Nu_{m,lam} = \frac{1}{\sqrt{\pi}} Re_l^{1/2} \frac{Pr^{1/2}}{(1 + 1.973Pr^{0.272} + 21.29Pr)^{1/6}} \quad (4.29)$$

$$Nu_{m,turb} = \frac{0.037 Re^{0.8} Pr}{1 + 2.443Re^{-0.1}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.30)$$

$$Nu_m = \sqrt{Nu_{m,lam}^2 + Nu_{m,turb}^2} \quad (4.31)$$

Im Unterboden des Fahrzeugs befindet sich das Batteriesystem zumeist mittig unter dem Fahrgastraum. Der Einfluss eines potentiellen Graetz-Problems am Fahrzeugunterboden auf die Wärmeübertragung kann für die längsangeströmte Platte vernachlässigt werden, da das Verhältnis der Länge  $l$  des Batteriesystems zur Gesamtfahrzeuglänge  $> 0.1$  ist. [116]

Die verwendeten Gleichungen beschreiben die passive Luftkühlung als erzwungene Konvektion anhand des Fahrtwindes. Für das Kompaktklasse-Szenario ist dieses korrekt, da eine Fahrt konstanter Leistung betrachtet wird.

Im Anschluss erfolgt die Berechnung und Überprüfung des Wärmedurchgangskoeffizienten für das Kontaktmaterial mit der zuvor beschriebenen Vorgehensweise. Hierfür wird davon ausgegangen, dass sich die Luft bis zum Ende der wärmeübertragenden Fläche nicht signifikant erwärmt. Es gilt:

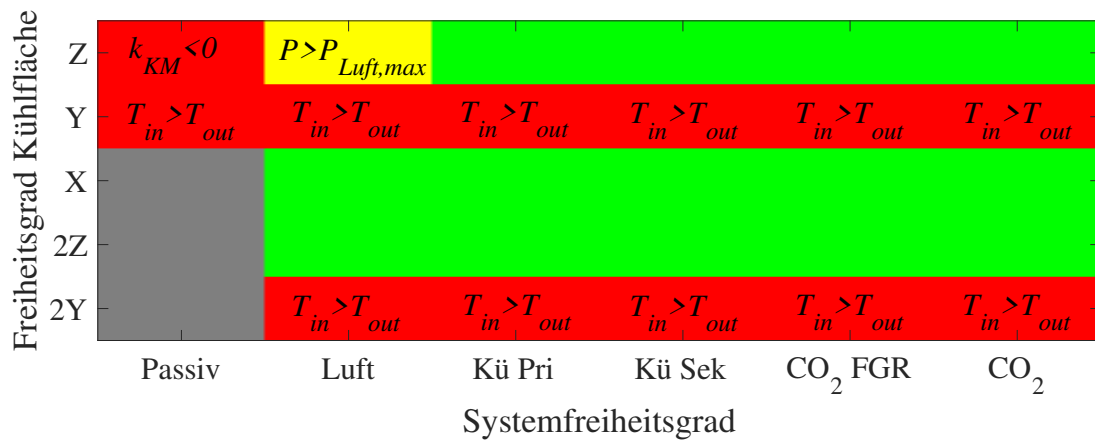
$$T_F = T_{in} = T_A \quad (4.32)$$

Im Kompaktklasse-Szenario führt die Anforderung an die elektrische Leistung dazu, dass keine passive Luftkühlung realisiert werden kann. Eine weitere Analyse findet sich hierzu in Abschnitt 6.4.

#### 4.4 Ergebnis der Vorauswahl am Beispiel des Kompaktklasse-Szenarios

In Abb. 4.6 findet sich die Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario. Die Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Freiheitsgrad Kühlfläche spannen den ersten Lösungsraum auf, vgl. Abb. 3.4. Die Kandidaten erfüllen die Kriterien komplett, mit Einschränkungen, oder müssen ausgeschlossen werden.

Aufgrund der Abmessungen des Moduls entfallen die Seitenkühlungen Y und 2Y komplett, das Kriterium 4.10  $T_{in} < T_{out}$  wird verletzt. Dies bedeutet, dass die Moduloberflächentemperatur, anhand derer die Auslasstemperatur bestimmt wird, zu niedrig gegenüber der Einlasstemperatur ist, um eine Kühlung zu ermöglichen. Für die passive Luftkühlung ergibt sich eine Verletzung des Kriteriums 4.20.



**Abb. 4.6:** Analytische Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario. Die passive Luftkühlung sowie einfache und doppelte Kühlungen der Seitenflächen scheiden aus (rot). Die restlichen Kandidaten sind möglich umzusetzen (grün), bzw. mit Einschränkung (gelb). Grau markierte Kombinationen werden nicht betrachtet.

Die verbleibenden Kandidaten mit Kühl- und Kältemittel werden im nächsten Kapitel optimiert. Für die aktive Luftkühlung werden Bauraum und Förderleistung in den nächsten Abschnitten berechnet. Bei einseitiger Bodenkühlung ergibt sich eine Verletzung des Kriteriums 4.39, deshalb ist sie gelb markiert und wird in Abschnitt 4.6 diskutiert.

## 4.5 Berechnung des benötigten Bauraums zur Kühlung

Das Volumen einer Kühlplatte ergibt sich aus deren Höhe und zu kühlender Fläche, die nach der Auswahl der Kühlfläche unterschieden wird. Der Bauraum wird außerdem zum einen durch die Modulanzahl  $n_{Module}$  bestimmt, zum anderen durch die Differenzierung zwischen ein- und zweifacher Kühlung bzw. der Anzahl Zellen pro Platte in der Zwischenzellkühlung  $n_{ZK}$ . Da für die Zwischenzellkühlung die Kühlplatte von beiden Seiten mit Zellen beaufschlagt werden, kommt der Faktor 0.5 hinzu. Das Gesamtvolumen der Kühlung  $V$  berechnet sich aus den Gleichungen 4.33 und 4.34.

Für die aktive Luftkühlung ergibt sich durch die Geometrie des Luftspalts innerhalb des Systems ein zusätzlicher Bauraumbedarf (vgl. Abschnitt 4.3.3). Bei der passiven Luftkühlungen bedarf es keines zusätzlichen Bauraums. Für die Kühlplattenkonzepte ist hierbei dargestellt, wie sich das Volumen der Kühlplatten aus dem Optimierungsergebnis des hydraulischen Durchmessers errechnet.

$$V = \begin{cases} 0.5 \frac{n_{Module} n_{ZPM}}{n_{ZK}} A_i d_K & \text{bei Pouch- und prismatischen Zellen } i \in \{X\} \\ \text{siehe [18]} & \text{bei mit Luft umströmten Rundzellen } i \in \{X\} \\ n_{Module} A_i d_K & i \in \{Y, Z\} \\ 2 n_{Module} A_i d_K & i \in \{2Y, 2Z\} \end{cases} \quad (4.33)$$

mit

$$d_K = \begin{cases} 0 & \text{bei passiver Luftkühlung} \\ h & \text{bei aktiver Luftkühlung} \\ 2d_{K,Wand} + d_h & \text{bei Kühl- und Kältemittelkühlung} \end{cases} \quad (4.34)$$

#### 4.6 Berechnung der Förderleistung für aktive Luftkühlungen

Im Gegensatz zu Kandidaten mit Kühlplatten gibt es für die Luftkühlungen nur begrenzte Möglichkeiten, die Strömungsführung zu gestalten. Wie in Abschnitt 4.3.3 erläutert, wird sie von der konstruktiven Anordnung der Zellen und Module festgelegt. Somit sind bereits jeweils Länge  $l$ , Breite  $b$  und Höhe  $h$  des Luftspalts gegeben.

Für laminare und turbulente Strömungen ergeben sich unterschiedliche Wandreibungszahlen  $\zeta$ . Die Hagen-Poiseuille-Gleichung 4.35 gilt im laminaren Fall. [117]

$$\zeta_{lam} = 64/Re \quad (4.35)$$

Für turbulente Bereiche gilt die Konakov-Gleichung 4.36. Als Grenze zwischen laminaren und turbulenten Bereich wird  $Re = 2300$  definiert. [116], [117]

$$\zeta_{turb} = \frac{1}{(1.8 \log Re - 1.5)^2} \quad (4.36)$$

Die Wandreibungszahl  $\zeta$  wird für die Berechnung des Druckverlusts verwendet, Gleichung 4.37 [119]:

$$\Delta p = \zeta (l/d_h) \rho (v^2/2) \quad (4.37)$$

Die benötigte Förderleistung der Luft wird mit Gleichung 4.38 berechnet. Der minimale Fluidmassenstrom  $\dot{m}_{F,min}$  wurde anhand Gleichung 4.12 bestimmt.

$$P_{Luft} = \frac{\dot{m}_{F,min}}{\rho} \Delta p \quad (4.38)$$

Bei einseitiger Bodenkühlung (Luft/Z) ergibt sich eine Förderleistung von 10.2kW, die somit weit über der Auslegungsgröße  $P_{Luft,max} = 3\text{ kW}$  liegt. In Abb. 4.6 ist dieser Kandidat gelb markiert, da das Kriterium 4.39 verletzt wird.

$$P_{Luft} \leq P_{Luft,max} \quad (4.39)$$

Für den Kandidaten Zwischenzellkühlung mit Luft dient die obere Grenze  $P_{Luft,max}$  nicht als Kriterium, sondern als zusätzliche Gleichung zur Ermittlung von  $d_h$  und  $n_{ZK}$ . Somit ist Zielgröße der Förderleistung für Zwischenzellkühlung bereits durch die Auslegungsgröße festgelegt. Deshalb wird eine Variation dieses Wertes in Abschnitt 6.1 betrachtet.

## 5 Modellierung und Optimierung der Strömungsführung von Kühlplattenkonzepten

In diesem Kapitel werden die Simulationsmodelle für Kühlplattenkonzepte, der dazugehörige Optimierungsalgorithmus und die Ergebnisse für das Kompaktklasse-Szenario vorgestellt. Die verschiedenen Strömungsführungen des Fluids in einer Kühlplatte werden in Abschnitt 5.1 anhand von sechs Parametern beschrieben. Die zur Optimierung verwendeten Modelle werden in den Abschnitten 5.2-5.4 vorgestellt. Anschließend wird in Abschnitt 5.5 die Optimierungsmethodik zur Festlegung des Freiheitsgrads Strömungsführung erläutert. Die Ergebnisse der Kühlplattenoptimierungen für das Kompaktklasse-Szenarios werden in Abschnitt 5.6 dargestellt. Am Ende des Kapitels befindet sich die experimentelle Validierung der verwendeten Modelle, Abschnitt 5.7.

Die Umsetzung der Modelle aus den Abschnitten 5.2 bis 5.4 als Simulationssoftware erfolgt in der objektorientierten Modellierungssprache Modelica. Als Entwicklungsumgebung wird hierfür das Programm Dymola, Version 2018 (64 bit), verwendet.

### 5.1 Parameter zur Beschreibung des Freiheitsgrads Strömungsführung

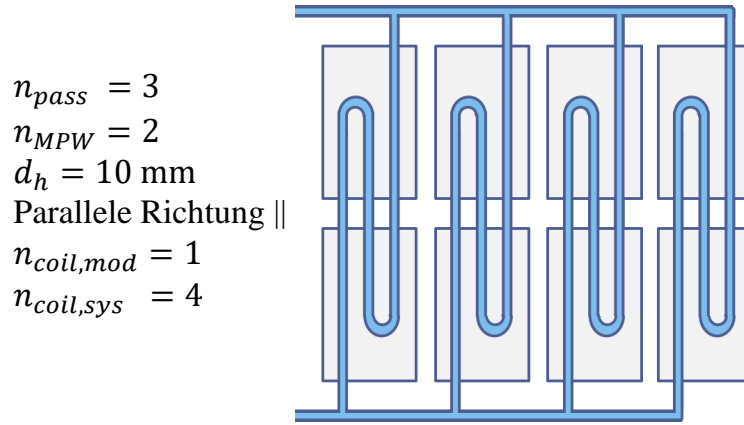
In diesem Abschnitt wird beschrieben, wie sich der verbleibende Freiheitsgrad der Strömungsführung anhand von vier unabhängigen und zwei abhängigen Parametern beschreiben lässt. Die unabhängigen Parameter gilt es anhand der Optimierung festzulegen.

Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, gibt es diverse Möglichkeiten zur Strömungsführung in der Kühlplatte. Diese wird durch Größe und Verschaltung der Kühlkanäle bestimmt und in dieser Arbeit anhand von fünf topologischen und einem geometrischen Parameter abstrahiert. Diese sind in Tab. 5.1 aufgeführt und um Notation sowie möglicher Wertebereich ergänzt.

**Tab. 5.1:** Übersicht über die Parameter des Kühlplattendesigns für die Beschreibung der Strömungsführung des Fluids

Parameter	Notation	Wertebereich	Unabhängig?
Anzahl Pässe pro Wendel	$n_{pass}$	1 bis max. 6	Ja
Anzahl Module pro Wendel	$n_{MPW}$	1 bis $n_{Module}$	Ja
Hyd. Kanaldurchmesser	$d_h$	$d_{h,min}$ bis $\phi b$	Ja
Strömungsrichtung	$\perp/\parallel$	Senkrecht oder Parallel	Ja
Anzahl Wendeln pro Modul	$n_{coil,mod}$	Glg. 5.1	Nein
Anzahl Wendeln im System	$n_{coil,sys}$	Glg. 5.2	Nein

Die sechs Parameter sind in Abb. 5.1 an einem Beispiel illustriert. Die Anzahl Pässe  $n_{pass}$  beschreibt, wie viele Kühlkanäle innerhalb einer Kühlwendel seriell verschaltet werden. Der Parameter Module pro Wendel  $n_{MPW}$  beschreibt, über wie viele Module hintereinander eine Kühlwendel seriell geführt wird. Der dritte Parameter ist die Anzahl an Wendeln pro Modul  $n_{coil,mod}$ . Die Gesamtzahl an Kühlwendeln im System wird als  $n_{coil,sys}$  bezeichnet. Ein weiterer topologischer Parameter ist die Auswahl der Strömungsrichtung in der Kühlebene (Parallel  $\parallel$  oder Senkrecht  $\perp$ ). Der hydraulische Durchmesser beschreibt die Größe der Kühlkanäle.



**Abb. 5.1:** Beispiel der topologischen Parameter zur Beschreibung der Anzahl und Parallelisierung an Kühlkanälen am Beispiel eines Systems aus acht Modulen. Ein- und Auslass befinden sich am linken Rand.

Der abhängige Parameter Anzahl an Wendeln pro Modul  $n_{coil,mod}$  ergibt sich aus  $n_{pass}$ ,  $d_h$  und Strömungsrichtung, Gleichung 5.1. Die Gleichung folgt aus der Definition des Flächennutzungsgrades  $\phi$ , Abb. 3.8.

$$n_{coil,mod} = \max\{k \in \mathbb{Z} \mid k \leq \frac{\phi b}{n_{pass} d_h}\} \quad (5.1)$$

Der zweite abhängige Parameter ist die Gesamtanzahl an Kühlwendeln im System  $n_{coil,sys}$ . Er ergibt sich aus Gleichung 5.2.

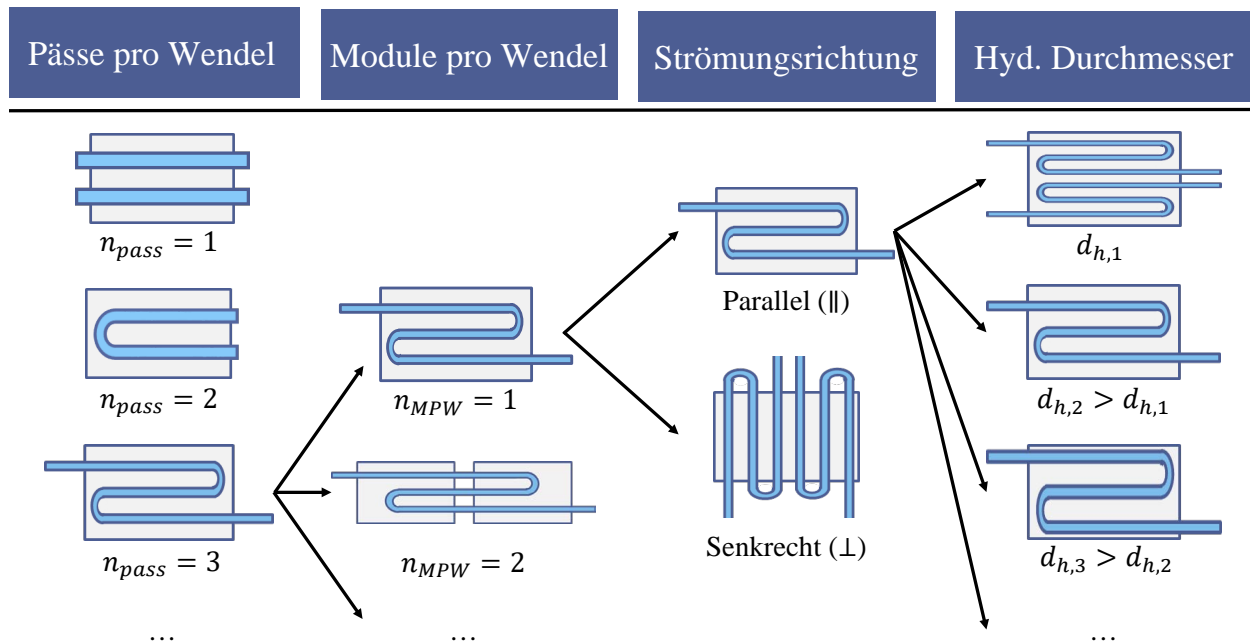
$$n_{coil,sys} = n_{Module} / n_{MPW} * n_{coil,mod} \quad (5.2)$$

Der Parameter  $n_{coil,sys}$  stellt somit ein Maß für die Parallelisierung der Strömungsführung dar. Aus der Gleichung ergibt sich, dass  $n_{MPW}$  als ganzzahliger Teiler von  $n_{Module}$  gewählt werden muss.

Die vier unabhängigen der insgesamt sechs Parameter zur Beschreibung der Strömungsführung sind in Abb. 5.2 anhand einiger Beispiele illustriert. Hieraus ergeben sich eine



Vielzahl an Kombinationen möglicher Strömungsführungen, die es in der Optimierungsroutine zu erfassen gilt.



**Abb. 5.2:** Beispielhafte Darstellung der unabhängigen Parameter des Kühlplattendesigns für die Beschreibung der Strömungsführung.

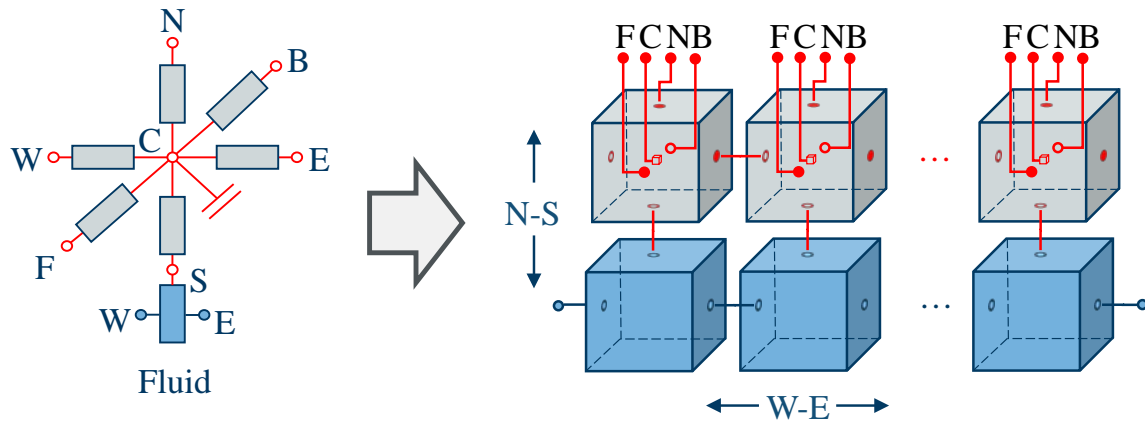
## 5.2 Modellierung der Module und Kühlkanäle

Ziel der Modellierung ist es, die Module und Fluidströmung in der Kühlplatte hinreichend genau und dennoch effizient hinsichtlich ihres thermischen Verhaltens zu berechnen. Dieses geschieht anhand der folgenden Abstraktionen, die z. T. bereits in [99] vorgestellt wurden.

Die erste Abstraktion umfasst das Modul zur Darstellung als homogenen Block mit anisotroper Wärmeleitfähigkeit in alle drei Raumrichtungen. Es werden lediglich die makroskopischen Materialparameter der Module (siehe Abschnitt 3.4.3) benötigt um ein beliebiges Modul darstellen zu können. Die Möglichkeit, das Modul als homogenen Block darzustellen, haben Smith et al. [121] mit einer Betrachtung der einzelnen Zellen verglichen. Mit einem homogenen Block wird die Maximaltemperatur im Bereich  $< 60^\circ\text{C}$  hinreichend genau dargestellt, wenn der Wärmeübergang in Richtung der Kühlung korrekt berechnet wird. Die Temperaturpreizung wird jedoch etwas unterschätzt, falls Isolationsschichten und Kontaktwiderstände zwischen den Zellen nicht berücksichtigt werden.

Die zweite Abstraktion umfasst die Auswahl der Diskretisierung. Anstatt einzelne Zellen aufzulösen, wird das Modul in Kombination mit den isotropen und anisotropen

Eigenschaften anhand der Kühlkanäle diskretisiert. Diese Darstellung wird in einem thermischen Netzwerk konzentrierter Massen und anisotroper Wärmeübergänge umgesetzt. In der Abb. 5.3 ist das Netzwerk eines Kühlkanals dargestellt, W-E beschreibt dabei die Strömungsrichtung. Das Fluid ist deshalb an den Fluidports in Strömungsrichtung W-E verbunden, die Modulelemente durch die Heatports.

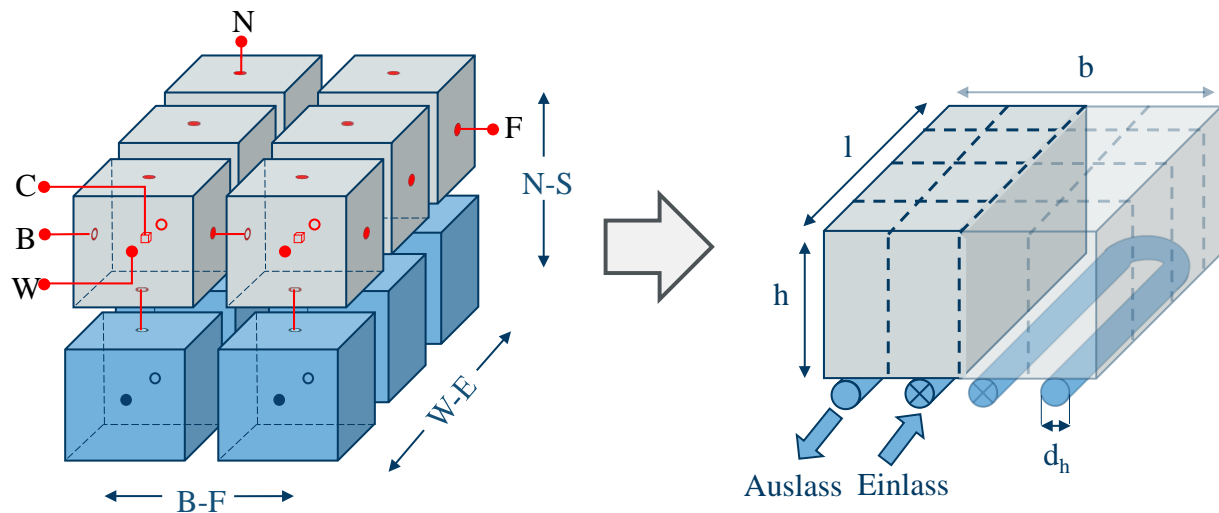


**Abb. 5.3:** Verknüpfung einzelner Diskretisierungselemente des Moduls (grau) und des Fluids (blau) zur Darstellung eines Kanals mit Flussrichtung W-E. Die thermische Masse der Modulelemente befindet sich in C.

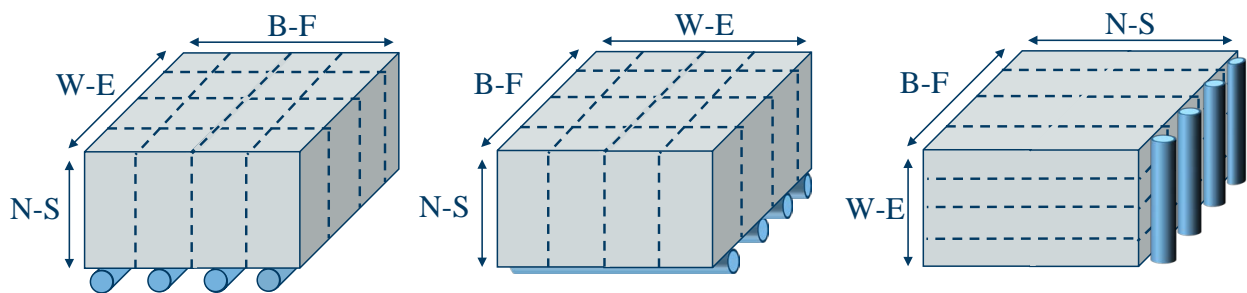
Die dritte Abstraktion ist in Abb. 5.4 dargestellt und beschreibt die Diskretisierung des Moduls in B-F-Richtung anhand der Anzahl Pässe innerhalb einer Kühlwendel. Soll eine Kühlwendel mit mehreren Pässen dargestellt werden, werden die Fluidports zweier Diskretisierungsreihen am letzten Element in Strömungsrichtung verbunden, und das Fluid strömt im nächsten Pass in entgegengesetzter Richtung (von E nach W). Erhöht sich die Anzahl der Pässe, erhöht sich auch die Diskretisierung des Moduls in B-F-Richtung. Da Batteriesysteme aus identischen Modulen und die Module ihrerseits aus identischen Zellen bestehen, wird die Rechendomäne auf eine Wendel reduziert um Rechenzeit zu sparen. Die Symmetrieebenen im Modul werden durch adiabate Randbedingungen dargestellt.

Wie in Abb. 5.5 illustriert, können anhand dieser Modellierung die verschiedenen Auswahlmöglichkeiten für den Freiheitsgrad Kühlfläche am Modul dargestellt werden. Hierfür wird die Orientierung Modul relativ zum Koordinatensystem geändert. Somit kann z. B. auch eine einfache Seitenkühlung betrachtet werden, wie es im rechten Teil der Abbildung angedeutet ist. Für eine doppelseitige Kühlung werden Modulhöhe in N-S Richtung und Innenwiderstände aufgrund der Symmetrie halbiert.

Außerdem können die zwei verschiedenen Strömungsrichtungen abgebildet werden. In den Abb. 5.3 und 5.4 wird exemplarisch nur eine Strömungsrichtung in W-E Richtung mit Bodenkühlung betrachtet. Um den Fall orthogonaler ( $\perp$ , Abb. 5.5 Mitte) im Gegensatz zur parallelen ( $\parallel$ , Abb. 5.5 links) Strömungsrichtung berechnen zu können, wird die Orientierung des Moduls relativ zum Koordinatensystem geändert.



**Abb. 5.4:** Illustration zur Diskretisierung des Moduls anhand einer einzigen Kühlwendel am Beispiel mit  $n_{pass} = 2$ . Die Diskretisierung in B-F steigt mit  $n_{pass}$ . Aus Symmetriegründen genügt die Berechnung einer einzelnen Wende.



**Abb. 5.5:** Beispiele zur Orientierung des Moduls relativ zum Koordinatensystem für verschiedene Strömungsrichtungen (links und Mitte) sowie Kühlflächen (links und rechts)

Die Konzeptphase erfordert eine hinreichende Genauigkeit und Leistungsfähigkeit zur Berechnung der Kühlkonzepte inkl. Temperaturdifferenzen. Eine detailgetreue, hochaufgelöste Modellierung mithilfe eines Konstruktionsstands ist nicht erforderlich. Insofern wird im Folgenden eine Diskretisierung gewählt, die hinreichend genaue Ergebnisse liefert, und vor dem Hintergrund der Optimierungsrechnungen eine angemessene zeitliche Recheneffizienz ermöglicht. Nach Liu et al. [25] ist es auch mit einem Modell konzentrierter Massen möglich, inhomogene Temperaturverteilungen in einem Batteriesystem darzustellen, anstatt aufwendige Feldberechnungen durchzuführen.

Für die Anzahl an Diskretisierungen  $n$  in Strömungsrichtung W-E wird eine Netznabhängigkeitsanalyse durchgeführt. Sie ergibt, dass für  $n \geq 10$  die maximale Temperaturdifferenz zwischen Modul- und zugehörigem Fluidelement  $< 2\%$  untereinander abweicht. Deshalb wird für alle Modelle  $n = 10$  gewählt.

Es kann nicht für jeden Kandidaten mit unterschiedlichen Kühlflächen  $Bi < 1$  gewährleistet werden (vgl. 2.1.3). Deshalb wird in Abschnitt 5.7 anhand von Messdaten validiert,

dass die maximale Temperaturdifferenz zwischen Modul und Fluid auch für  $Bi \leq 2$  hinreichend genau berechnet wird.

### 5.3 Modellierung der Kühlmittel-Kühlung

Für die Simulationen der Kühlmittel- und  $\text{CO}_2$ -Verdampfungskühlung werden Stoffdaten, Gleichungen für Wärmeübergang sowie Modelle der Komponenten benötigt. In diesem Abschnitt werden die Modelle für die Kühlmittel-Kühlung dargestellt, im nächsten für die  $\text{CO}_2$ -Verdampfungskühlung. Für beide Modelle werden die Stoffdaten der TIL-Media-Bibliothek [122] verwendet.

Für die laminare Strömung der Wasser/Glykol-Kühlung mit  $Re \leq 2300$  wird Gleichung 5.3 von Stephan [119] zur Berechnung der mittleren Nusseltzahl  $Nu$  verwendet. Sie gilt für hydrodynamisch vollausgebildete Strömungsprofile im thermischen Anlauf (Graetz-Problem). Im Gegensatz zur Luftkühlung ist bei der Wasser/Glykol-Kühlung die Strecke für den Strömungsanlauf gering gegenüber derjenigen für den thermischen Anlauf ( $Pr \gg 1$ ). Die dimensionslose Länge  $X^+$  ist anhand Gleichung 5.4 definiert. Sie ergibt sich aus Rohrlänge  $l$  und Durchmesser  $d_h$  sowie der Pecletzahl  $Pe$ . [119]

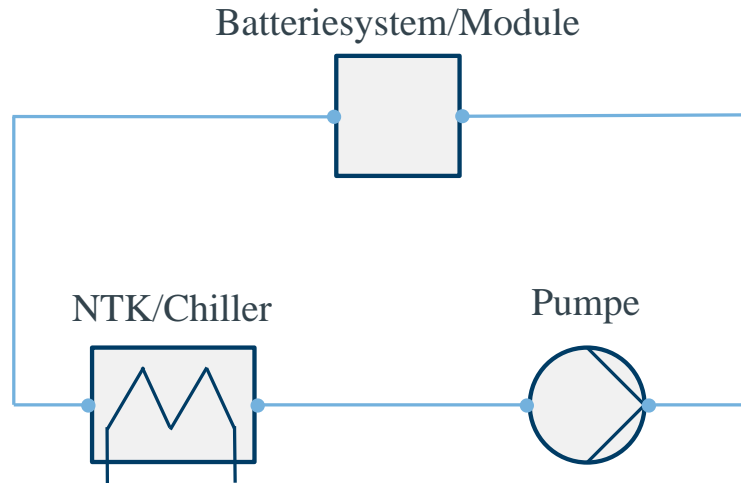
$$Nu_{lam} = \frac{3.657}{\tanh(2.264 X^{+1/3} + 1.7 X^{+2/3})} + \frac{0.0499}{X^+} \tanh X^+ \quad (5.3)$$

$$X^+ = \frac{l}{d_h Pe} \quad (5.4)$$

Für die Berechnung des Wärmeübergangs bei turbulenten Strömungen und des Druckverlusts von Kühlmittel werden ebenfalls die Gleichungen 4.27 und 4.35-4.37 aus Kapitel 4 verwendet. Für den Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung werden wie zuvor  $Nu$  und  $\zeta$  linear interpoliert.

Das System des Kühlmittelkreislaufs ist in Abb. 5.6 dargestellt. Der Kühlmittelfluss verteilt sich im Batteriesystem je nach Parameter  $n_{MPW}$  bzw.  $n_{coil,sys}$  auf die Module. In der Abb. sind nur jeweils ein einzelner Ein- und Auslass illustriert. Die Kühlmittelpumpe fördert die Wasser/Glykol-Mischung. Ihre Leistung wird nach Gleichung 5.5 rein hydraulisch bilanziert. Je nachdem, ob die primäre oder sekundäre Kühlmittelkühlung simuliert werden soll, wird ein NTK oder Chiller als Wärmeübertrager betrachtet (vgl. Abschnitt 4.2). Die Modelle für Pumpe und Wärmeübertrager basieren ebenfalls auf der TIL-Bibliothek [123].

Die Pumpleistung wird durch Gleichung 5.5 angenähert. Der hydraulische Anteil setzt sich aus Druckdifferenz  $\Delta p$  und Volumenstrom  $\dot{V}$  zusammen. Hierbei geht die Drehzahl quadratisch in die Druckdifferenz und linear in den Volumenstrom ein.



**Abb. 5.6:** Systemansicht des Kühlmittelkreislaufs mit den Komponenten (grau) Pumpe, Wärmeübertrager, Batteriesystem und der Kühlmittelführung (blau).

$$P_{Pumpe} = \dot{V}_F \Delta p + P_{Verluste} \quad (5.5)$$

Der Verlustterm  $P_{Verluste}$  wird anhand Gleichung 5.6 berechnet und hängt ebenfalls von der Drehzahl ab. Eine ausführliche Erläuterung findet sich bei Kaiser [124].

$$P_{Verluste} = \Delta p_{0,nom} \dot{V}_{0,nom} \left( \frac{1}{\eta_{nom}} - 1 \right) \left( \frac{2}{3^{1.5}} \right) \left( \frac{\rho(p, T)}{\rho_{nom}(p_{nom}, T_{nom})} \right) \left( \frac{n}{n_{nom}} \right)^{2.4} \quad (5.6)$$

Über die genannten Abhängigkeiten der Pumpleistung von der Drehzahl kann letztere als Eingangsgröße zur Optimierung verwendet werden. Je nach Drehzahl ergeben sich verschiedene Massen- bzw. Volumenströme des Kühlmittels. Die benötigte Druckdifferenz entspricht dem Druckverlust des Fluids im gesamten Kreislaufs.

Der Druckverlust  $\Delta p$  des Fluids wird, wie bei der CO<sub>2</sub>-Kühlung, durch die Gleichungen 4.35, 4.36 und 4.37 berechnet. Da die Gleichung 4.37 jedoch nur für glatte Rohre gilt, muss für die Kühlplatten ein linearer Korrekturfaktor  $z$  eingeführt werden. Dieser stellt die Oberflächenrauigkeit dar, siehe Gleichung 5.7 für den Druckverlust der Kühlplatte  $\Delta p_K$ . Die Druckverluste in der Validierungsmessungen (vgl. Abschnitt 5.7) werden von der Simulation gut getroffen, wenn der Korrekturfaktor für die Oberflächenrauigkeit  $z = 6$  und der zusätzliche Druckverlust 190mbar für die restlichen Komponenten des Kühlsystems beim betrachteten Fluidstrom (Referenzwert 100 %) beträgt.

$$\Delta p_{KP} = z \zeta (l/d_h) \rho (v^2/2) \quad (5.7)$$

Für die Kühlmittelkühlung über den Sekundärkreislauf wird neben der optimierten Pumpleistung die Verdichterleistung zur Klimatisierung des Kühlmittels über den Chiller berücksichtigt. Hierfür wird vereinfachend ein konstanter Wert aus den Ergebnissen der Kältekreislaufberechnung für CO<sub>2</sub>-Kühlung auf FGR-Niveau angenommen (siehe folgender Abschnitt).

## 5.4 Modellierung der CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung

In diesem Abschnitt wird zunächst das Modell zur Berechnung des Wärmeübergangs bei Kältemittelverdampfung vorgestellt. Danach erfolgt die Darstellung des berechneten CO<sub>2</sub>-Kreislaufs für die Verdampfungskühlung der Batterie auf eigenem Druck-Niveau und FGR-Niveau. Auch für CO<sub>2</sub> als Kältemittel werden die Stoffdaten und Modelle der TIL-Suite verwendet.

Ein Modell, das den Wärmeübergang beim konvektiven Strömungssieden in horizontalen Rohren beschreibt, findet sich bei Steiner im VDI-Wärmeatlas [116]. Anhand der einphasigen, konvektiven Wärmeübergänge  $\alpha_G$  für Gas- und  $\alpha_L$  für Flüssigphase sowie der Korrekturgleichung 5.8 wird der konvektive Wärmeübergangskoeffizient beim Sieden  $\alpha_S$  ermittelt. Dieser ist in Abhängigkeit der Stelle  $z$  beschrieben, die wiederum mit dem Strömungsdampfgehalt  $\dot{x}$  zusammenhängt. Die Werte für  $\alpha_G$  und  $\alpha_L$  werden anhand der Nusseltgleichungen von Gnielinski-Dittus-Boelter nach [119] bestimmt.

$$\frac{\alpha_S(z)}{\alpha_L} = \left\{ (1 - \dot{x})^{0.001} \left[ (1 - \dot{x}) + 1.2\dot{x}^{0.4} \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0.37} \right]^{-2.2} + \dot{x}^{0.01} \left[ \frac{\alpha_G}{\alpha_L} \left( 1 + 8(1 - \dot{x})^{0.7} \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0.67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0.5} \quad (5.8)$$

Das Modell von Steiner im VDI-Wärmeatlas ist für Dichteverhältnisse der Gas- und Flüssigphase  $3.5 \leq \rho'/\rho'' \leq 1500$  und Durchmesser zwischen 6 und 25 mm validiert, jedoch nicht für CO<sub>2</sub> [125]. Wie in Tab. 4.2 genannt, finden sich in der Literatur Werte für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten beim Strömungssieden von CO<sub>2</sub> zwischen 5.000 und 40.000 W/m<sup>2</sup>K.

Durch den Druckverlust innerhalb der Kühlkanäle ändert sich der Dampfdruck des Kältemittels und somit auch die Verdampfungstemperatur. Deshalb lässt sich anhand der gemessenen Fluidtemperaturen am Ein- und Auslass der Druckverlust innerhalb des Batteriesystems bestimmen. Es werden die Parameter für Druckverluste aus Abschnitt 5.3 anhand der Messdaten für eine CO<sub>2</sub>-Kühlung validiert (siehe Abschnitt 5.7.2).

Für die Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau wird der Verdampfungsdruck optimiert. Für die Verdampfungskühlung auf FGR-Druckniveau wird der Druck entsprechend  $T_{FGR}$  aus Tab. 3.1 als konstant vorgegeben.

Sowohl für die Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau als auch auf Druckniveau des FGR ist jeweils ein mögliches FTMS in Abb. 4.1 dargestellt. In dieser Arbeit soll eine Vergleichbarkeit der Verdichterleistung zur Förderleistung von Luft- und Kühlmittelkühlung gewährleistet sein. Für den Konzeptentscheid sind lediglich die Förderleistungen zur Batteriekühlung, jedoch nicht die Förderleistung für den FGR zu berücksichtigen.

Verdampfungsdruck bzw. -temperatur im Batteriesystem ergeben sich aus der Leistungsaufnahme des Verdichters bzw. dessen Drehzahl  $n_{Verd}$ . Deshalb wird diese Größe als Freiheitsgrad der Optimierung (ohne FGR) bzw. Stellgröße (mit FGR) verwendet.

Für die Verdampfungskühlung mit gekoppelten FGR ergibt sich die Verdichterdrehzahl  $n_{Verd}$  aus dem internen Regelungsprozess für die vorgegebene Sollgröße der Verdampfungstemperatur  $T_{LP} = T_{FGR}$ . Deshalb ist die Verdichterdrehzahl in diesem Fall kein Optimierungsparameter (vgl. Tab. 5.3).

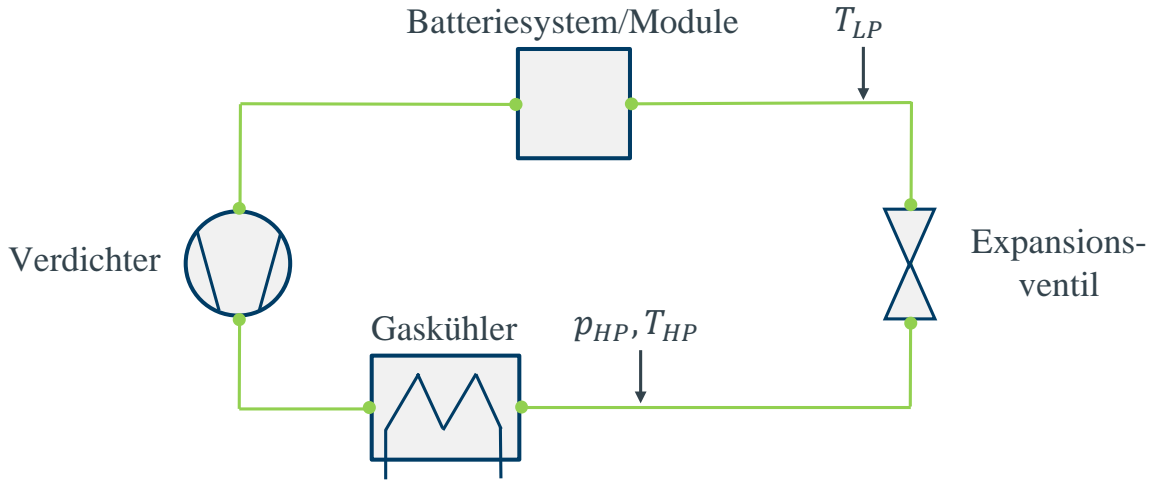
Für die Verdampfung auf eigenem Druckniveau (ohne FGR) wird im Niederdruck kein konstanter Wert für die Verdampfungstemperatur  $T_{LP}$  vorgegeben, sondern diese anhand der Verdichterleistung optimiert. Deshalb stellt die Drehzahl  $n_{Verd}$ , im Gegensatz zur Verdampfung auf FGR-Niveau, einen Freiheitsgrad der Optimierung dar.

Das vereinfachte System des Kältekreislaufs für beide FTMS (auf eigenem Druckniveau und Druckniveau des FGR) ist in Abb. 5.7 dargestellt. Es ist ein Verdichter verbaut, der das gasförmige Kältemittel auf den Hochdruck  $p_{HP}$  fördert. Für die Temperatur  $T_{HP}$  am Austritt des Gaskühlers wird gezielt eine konservative Schätzung getroffen, um eine Vergleichbarkeit zur Leistung der aktiven Luftkühlung zu gewährleisten. Sie beträgt im Kompaktklasse-Szenario 40 °C (vgl. Abschnitt 3.4.2). Somit befindet sich das CO<sub>2</sub> im Hochdruck ( $p_{HP} = 100$  bar) im überkritischen Bereich. Im Expansionsventil wird das Kältemittel auf Niederdruckniveau ins Nassdampfgebiet gedrosselt für die anschließende Verdampfung im Batteriesystem.

Für den Verdichter wird die Leistungsaufnahme mit Gleichung 5.9 berechnet. Sie ergibt sich aus der isentropen Enthalpiedifferenz des Kältemittels zwischen Ein- und Auslass des Verdichters sowie dem effektiven isentropen Wirkungsgrad  $\eta_{eff,isen}$ . [124]

$$P_{Verd} = \dot{m}_F \frac{h_{out,isen} - h_{in}}{\eta_{eff,isen}} \quad (5.9)$$

Der Massenstrom  $\dot{m}_F$  wird mithilfe der Energiebilanz 5.10 für die Verdampfung im Batteriesystem berechnet. Die Enthalpie am Einlass  $h_{in}$  ergibt sich aus der Drosselung ins Nassdampfgebiet auf Verdampfungsdruck  $p_{LP}$ . Am Austritt wird gesättigter Dampf



**Abb. 5.7:** Systemansicht der CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung mit den Komponenten (grau) Verdichter, Gaskühler, Batteriesystem, und der Kältemittelführung (grün). Für die Konzepte CO<sub>2</sub> mit FGR gilt  $T_{LP} = T_{FGR}$ , für CO<sub>2</sub> ohne FGR wird  $T_{LP}$  anhand der Drehzahl  $n_{Verd}$  optimiert.

ohne Überhitzung gefordert ( $h_{out} = h_G$ ). Der aufgenommene Wärmestrom entspricht im stationären Punkt der elektrischen Verlustleistung  $P_V$  (vgl. Abschnitt 2.1).

$$\dot{m}_F = -\frac{P_V}{h_{in} - h_G} \quad (5.10)$$

Im Anschluss an den Konzeptentscheid müsste die gleichzeitige Klimatisierung des FGR und Kühlung der Batterie bewertet werden. Zudem muss eine genauere Berechnung anhand realistischer Betriebspunkte erfolgen, im Gegensatz zur oben genannten Abschätzung. Hierfür ließe sich das vorgestellte Modell durch detailliertere Modelle zur Darstellung des Kältekreislaufs ergänzen, oder für den vorgestellten Prozess ersetzen.

## 5.5 Optimierungsmethodik zur Festlegung der Strömungsführung

In diesem Abschnitt wird beschrieben, wie die optimale Strömungsführung für den jeweiligen Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Freiheitsgrad Kühlfläche ermittelt wird. Es müssen fünf Parameter bestimmt werden, neben den vier unabhängigen Parameter zur Strömungsführung wird auch Pumpen- bzw. Verdichterdrehzahl angepasst. Als multikriterielle Zielgrößen werden Förderleistung, Bauraum und Verlustleistung betrachtet. Zur Bestimmung der optimalen Kühlplatte wird ein zweistufiger Ansatz aus multikriterieller Auswahl und numerischer Optimierung gewählt.



In der ersten Stufe werden die beiden kontinuierlichen Variablen Durchmesser  $d_h$  und Drehzahl der Pumpe  $n_{Pumpe}$  bzw. Verdichter  $n_{Verd}$  hinsichtlich der Zielgröße Förderleistung  $P$  numerisch optimiert. Diese Optimierung wird für jede Kombinationen aus  $n_{pass}$ ,  $n_{MPW}$  und Strömungsrichtung einzeln durchgeführt.

In der zweiten Stufe werden die einzelnen Optimierungsergebnisse der ersten Stufe hinsichtlich aller drei Zielgrößen miteinander verglichen. Somit wird dem Anwender eine multikriterielle Auswahl zwischen den verschiedenen Strömungsführungen bzw. Kühlplatten aus  $n_{pass}$ ,  $n_{MPW}$  und Strömungsrichtung ermöglicht.

Diese Aufteilung in zwei Stufen zur Bestimmung der Parameter ist in Tab. 5.2 zusammengefasst.

**Tab. 5.2:** Spezifizierung der zu bestimmenden Parameter aus Strömungsführung des Fluids und Pump- bzw. Verdichterdrehzahl.

Parameter	Klassifizierung	Diskret/Kontinuierlich	Stufe
$n_{pass}$	Integer	Diskret	2: Auswahl
$n_{MPW}$	Integer	Diskret	2: Auswahl
$d_h$	Real	Kontinuierlich	1: Optimierung
$\perp/\parallel$ (Richtung)	Boolean	Diskret	2: Auswahl
$n_{Pump}$ ; $n_{Verd}$	Real	Kontinuierlich	1: Optimierung

Für die erste Stufe ergibt sich ein Optimierungsproblem, das in der allgemeinen Form zu Gleichung 5.11 definiert ist:

$$\begin{aligned}
 & \min_p P_j \\
 & \text{s.t. } T_i \leq T_{max} \quad i \in \{1, \dots, n\} \\
 & \max(T_i) - \min(T_i) \leq \Delta T_{ZZ,max} \quad i \in \{1, \dots, n\}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

Die zu minimierende Zielfunktion  $P$  stellt dabei die Förderleistung dar, je nach betrachteter Auswahlmöglichkeit des Systemfreiheitsgrads handelt es sich somit um die Leistung der Pumpe oder des Verdichters. Als Nebenbedingungen werden die Einhaltung der Anforderungen an die Temperaturgrenzen definiert ( $T_{max}$  und  $\Delta T_{ZZ,max}$ , Tab. 3.1). Als Temperaturdifferenz zwischen den Zellen im Modul wird die minimale und maximale Temperatur der insgesamt  $n$  Diskretisierungselemente des Moduls ausgewertet.

Die Differenzierung des allgemeinen Optimierungsproblems 5.11 nach dem Systemfreiheitsgrad befindet sich in Tab. 5.3. Im Fall der CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf FGR-Niveau wird die Verdichterdrehzahl nicht optimiert, sondern dient zur Regelung des konstanten Verdampfungsdrucks (vgl. Abschnitt 5.4).

Bei Gleichung 5.11 handelt es sich um ein nichtlineares Optimierungsproblem mit Nebenbedingungen. Zur Lösung des Optimierungsproblems wird der SLSQP-Algorithmus

**Tab. 5.3:** Differenzierung der Zielfunktion  $P$  und der Optimierungsparameter  $p$  anhand des betrachteten Systemfreiheitsgrads

Systemfreiheitsgrad	Zielfunktion $P$	Optimierungsparameter $p$
Kü Pri	$P_{Pumpe}$	$\begin{pmatrix} d_h \\ n_{Pumpe} \end{pmatrix}$
Kü Sek	$P_{Pumpe}$	$\begin{pmatrix} d_h \\ n_{Pumpe} \end{pmatrix}$
CO <sub>2</sub>	$P_{Verd}$	$\begin{pmatrix} d_h \\ n_{Verd} \end{pmatrix}$
CO <sub>2</sub> FGR	$P_{Verd}$	$(d_h)$

innerhalb der SciPy-Toolkette [120] verwendet. Für weitere Informationen zur Klassifizierung von Optimierungsproblemen und Algorithmen sowie deren Anwendung sei auf Alt [40] verwiesen.

Als nächster Schritt erfolgen Analyse und Vergleich der Optimierungsergebnisse auf der zweiten Stufe. Aus den verschiedenen Optimierungsergebnissen der ersten Stufe muss eine Strömungsführung als optimal ausgewählt werden (vgl. Tab. 5.4). Im Gegensatz zur Zielfunktion der vorangegangenen numerischen Optimierungen werden hierfür drei Kriterien berücksichtigt:

### Minimierung des benötigten Bauraums der Kühlplatte

Der benötigte Bauraum stellt eine der Zielgrößen des Gesamtprozesses dar, siehe Abschnitt 3.3. Er ergibt sich aus dem hydraulischen Durchmesser  $d_h$  sowie den Gleichungen 4.33 und 4.34.

### Minimierung der Förderleistung

Auch die Förderleistung  $P$  ist eine der Zielgrößen des Gesamtprozess. Dabei handelt es sich entweder um die Pumpleistung (Kühlmittel) oder Verdichterleistung (Kältemittel).

### Minimierung der elektrischen Verlustleistung

Genau wie im Fall der Förderleistung führen auch erhöhte Verluste in der Batterie (Gleichung 2.9) zu einer geringeren Reichweite. Deshalb sollte auch die Verlustleistung  $P_V$  aufgrund des temperaturabhängigen Innenwiderstands  $R_i(T)$  berücksichtigt werden. Im Rahmen der Optimierung werden die Verluste von zwei Ergebnissen beeinflusst: Die maximale Temperatur  $\max(T_i)$  und die Temperaturdifferenz  $\max(T_i) - \min(T_i)$ . Es ergeben sich auch bei Einhalten der Grenzen  $T_{max}$  und  $T_{ZZ,max}$  aufgrund des temperaturabhängigen Innenwiderstands der Zelle verschiedene Verlustleistungen. Die Verluste steigen, wenn  $\max(T_i)$  unterhalb  $T_{max}$  liegt, oder wenn die Differenz  $\max(T_i) - \min(T_i)$  steigt bzw. den Grenzwert  $T_{ZZ,max}$  erreicht. Aufgrund der Inhomogenitäten und des Warmleiter-

Verhaltens der Zelle kommt es in den Elementen mit Temperaturen  $T_i < \max(T_i)$  zu erhöhten Verlusten.

## 5.6 Optimierungsergebnisse der Kühlplatten für das Kompaktklasse-Szenario

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der wichtigsten Kühlplattenoptimierungen zur Induktion von Richtlinien (Kapitel 7) vorgestellt.

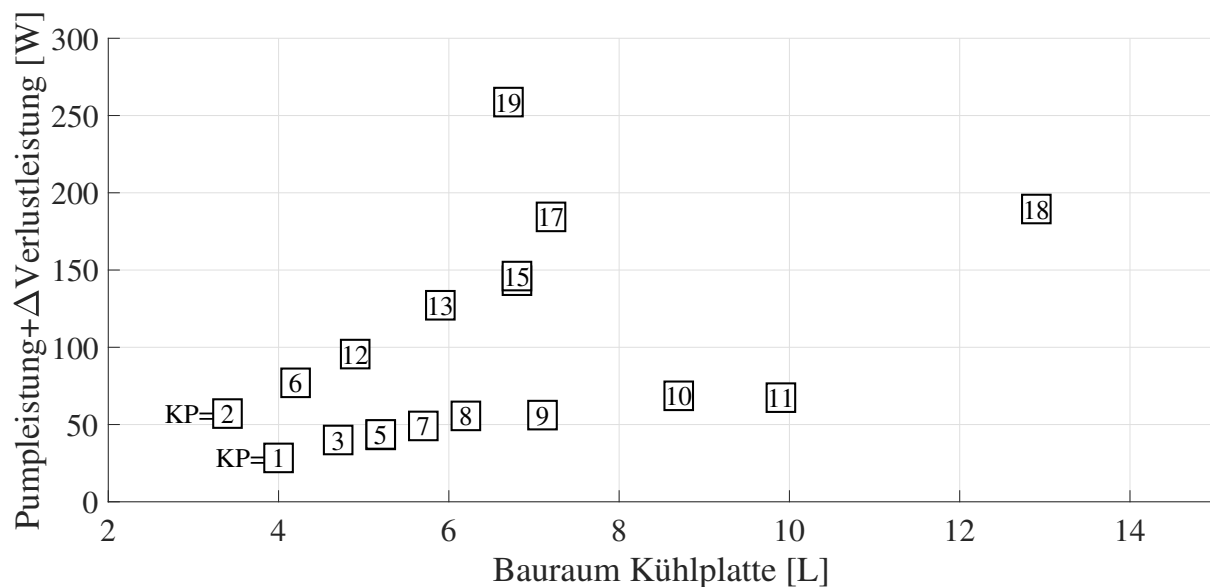
### 5.6.1 Kühlplatten mit Kühlmittel-Kühlung

In Tab. 5.4 findet sich das Ergebnis der Kühlplattenoptimierungen für den Kandidaten aus Kühlmittelkühlung im Primärkreis (über NTK) und einer einfachen Bodenkühlung. Das Kürzel lautet Kü Pri/Z, es ergibt sich aus den Nomenklaturen der Abb. 3.3 und 4.1.

**Tab. 5.4:** Kühlplattenoptimierungen für die Kühlmittelkühlung über NTK und einseitige Bodenkühlung (Kü Pri/Z). Die Verlustleistung wird als Differenz  $\Delta P_V$  zur ersten Kühlplatte KP1 betrachtet. Es sind beide Stufen (Optimierung und Auswahl) berücksichtigt, das Ranking KP erfolgt anhand der Auswahl.

KP	Zielgrößen			Parameter zur Strömungsführung				
	$P_{Pumpe}$ [W]	$\Delta P_V$ [W]	$V$ [L]	$d_h$ [mm]	$n_{MPW}$	$n_{pass}$	$\perp/\parallel$	$n_{coil,sys}$
1	28.4	Ref.=0	4.0	2.1	1	2	$\perp$	208
2	25.6	31.5	3.4	1.5	1	1	$\perp$	576
3	38.7	1.3	4.7	2.8	1	3	$\perp$	104
4	43.4	-0.1	5.2	3.4	2	2	$\perp$	64
5	44.0	-0.4	5.2	3.4	1	4	$\perp$	64
6	48.0	29.0	4.2	2.3	2	1	$\perp$	188
7	49.0	0.1	5.7	3.9	1	5	$\perp$	48
8	53.3	2.3	6.2	4.4	2	3	$\perp$	32
9	56.4	-0.3	7.1	5.3	2	4	$\perp$	20
10	66.0	2.6	8.7	7.0	4	3	$\perp$	10
11	67.7	-0.3	9.9	8.2	8	2	$\perp$	7
12	96.0	-0.4	4.9	3.0	1	2	$\parallel$	56
13	126.3	0.9	5.9	4.1	1	3	$\parallel$	32
14	142.8	0.3	6.8	5.0	1	4	$\parallel$	16
15	144.5	1.6	6.8	5.0	2	2	$\parallel$	20
16	161.0	4.2	16.5	15.0	4	3	$\parallel$	2
17	182.5	1.9	7.2	5.4	2	3	$\parallel$	12
18	187.3	2.2	12.9	11.3	2	4	$\parallel$	4
19	258.8	-0.1	6.7	4.9	4	2	$\parallel$	10

Die Zielgrößen Pumpleistung  $P_{Pumpe}$ , Verlustleistung  $\Delta P_V$  und Bauraum  $V$  sind jeweils für Ergebnis KP1-19 in Abb. 5.8 aufgetragen. Dabei werden die Pumpleistung und die Differenz der Verlustleistung addiert. Die Pumpleistung ist bei senkrechter Strömungsrichtung (KP1-11) deutlich geringer als bei paralleler (KP12-19). Außerdem steigt die Pumpleistung tendenziell mit zunehmender Nummer KP. Somit ist eine starke Parallelisierung der Strömungsführung bzw. ein hohes  $n_{coil,sys}$  vorteilhaft (vgl. Tab. 5.4). KP2 liefert den minimalen Bauraum, KP1 das Minimum aus Pumpleistung und Differenz der Verlustleistung. Es kommt bei KP2 mit  $n_{pass} = 1$  durch höhere Temperaturdifferenzen zu 31.5 W höheren Verlusten  $P_V$  gegenüber KP1 (vgl. Abschnitt 5.5). Deshalb wird KP1 als optimale Kühlplatte gewählt.

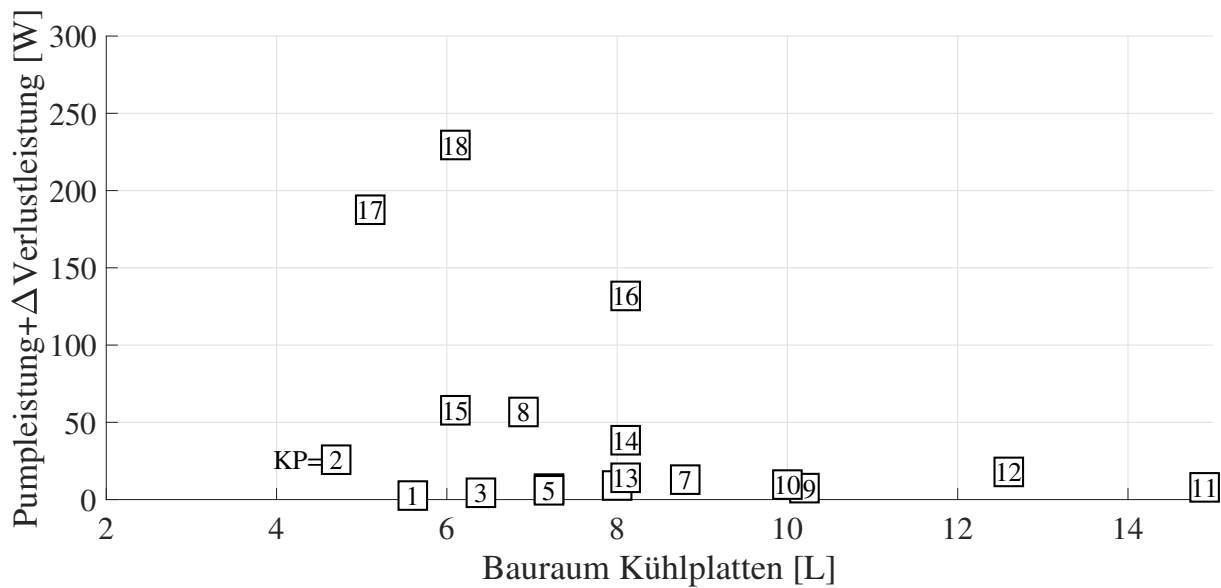


**Abb. 5.8:** Auswertung der Kühlplattenoptimierung für die Kühlmittelkühlung über NTK und einseitige Bodenkühlung (Kü Pri/Z) im ersten Szenario. Die Zielgrößen Pumpleistung und Differenz der Verlustleistung werden addiert.

In Abb. 5.9 ist das Ergebnis für die Kühlmittelkühlung über den Chiller und Zwischenzellkühlung (Kü Sek/X) dargestellt. Die detaillierte Tab. B.1 hierzu befindet sich im Anhang B. Wie zuvor ergeben sich auch hier geringere Pumpleistungen bei hoher Parallelisierung  $n_{coil,sys}$  (niedrige Nummer KP) und senkrechter Strömungsrichtung (KP1-12). Wegen der höheren Parallelisierung ergeben sich insgesamt geringere Pumpleistungen und höherer Bauraumbedarfe als für Kü Pri/Z in Abb. 5.8. Für Kü Sek/X wird KP1 ( $n_{MPW} = 1$ ,  $n_{pass} = 2$ ,  $\perp$ ) als Optimum bzgl. der Zielgröße  $P_{Pumpe} + \Delta P_V$  gewählt. Das Minimum des Bauraums liegt ebenfalls bei KP2 ( $n_{MPW} = 1$ ,  $n_{pass} = 1$ ,  $\perp$ )

### 5.6.2 Kühlplatten mit $CO_2$ -Verdampfungskühlung

In Tab. 5.5 und 5.6 finden sich die Ergebnisse der Kühlplattenoptimierungen für die einfache und doppelte Boden- bzw. Deckelkühlung beim Einsatz von  $CO_2$  auf eigenem



**Abb. 5.9:** Auswertung der Kühlplattenoptimierung für die Kühlmittelkühlung über Chiller und Zwischenzellkühlung (Kü Sek/X) im Kompaktklasse-Szenario.

Verdampfungsdruckniveau ( $\text{CO}_2/\text{Z}$  und  $\text{CO}_2/2\text{Z}$ ). Da bei der zweiseitigen Kühlung aufgrund des besseren Wärmeübergangs im Modul die Verdampfungstemperatur höher ausfallen kann als bei der einseitigen, ist auch die benötigte Verdichterleistung im Vergleich geringer. Der Bauraumbedarf verdoppelt sich. Die optimalen Durchmesser liegen bis auf wenige Ausnahmen auf der unteren Grenze von 1.1 mm. Dieses deutet darauf hin, dass noch kleinere Durchmesser zu einem besseren thermischen Verhalten und somit auch zu geringerer Förderleistung führen würden. Die Topologie hat keinen entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse. Lediglich für  $n_{MPW} = 1$  zeigen sich tendenziell höhere Förderleistungen als für  $n_{MPW} = 2, 4$  oder 8. In beiden Fällen wird KP1 gewählt.

Wenn der Kältemittelfluss stark parallelisiert wird, d. h. für hohe  $n_{coil,sys}$ , wird laut der Ergebnisse eine höhere Verdichterleistung benötigt. In diesen Fällen liefert Gleichung 5.8 zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs sehr geringe Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten beim Strömungssieden. Hierbei liegt  $\alpha$  in Bereichen um  $500 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Wird Gleichung 5.8 durch ein anderes Modell von Shah [127] zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ersetzt, ergeben sich für dieselben Eingangsgrößen hingegen höhere Werte um  $20.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Der auf den Querschnitt des Rohres bezogene Massenstrom des Kältemittels liegt mit Werten von ca.  $80 \text{ kg/m}^2\text{s}$  an der unteren Grenze experimenteller Daten für  $\text{CO}_2$  in [112]. Die Tendenz steigender Verdichterleistung mit der Parallelisierung könnte in diesem Fall durch das Modell zum Wärmeübergang begründet sein.

Die Ergebnisse für  $\text{CO}_2$ -Kühlung mit Verdampfung auf Druckniveau des Fahrgastraums ( $\text{CO}_2$  FGR) zeigen keine eindeutigen Tendenzen: Je nach Kühlfläche Z, 2Z oder X ergeben sich Optima und Verläufe mit unterschiedlichen  $n_{MPW}$ ,  $n_{pass}$ ,  $d_h$  und Strömungsrichtungen. Somit lassen sich auch keine Richtlinien zur Auslegung der Kühlplatte

**Tab. 5.5:** Kühlplattenoptimierungen für die CO<sub>2</sub>-Verdampfung auf eigenem Druckniveau mit einseitiger Bodenkühlung (CO<sub>2</sub>/Z) im Kompaktklasse-Szenario

KP	Zielgrößen			Parameter zur Strömungsführung				
	$P_{Verd}$ [W]	$\Delta P_V$ [W]	$V$ [L]	$d_h$ [mm]	$n_{MPW}$	$n_{pass}$	$\perp/\parallel$	$n_{coil,sys}$
1	556.3	Ref.=0	3.0	1.1	2	4	$\parallel$	40
2	556.7	0.7	3.0	1.1	4	4	$\perp$	50
3	556.8	0.4	3.0	1.1	2	3	$\parallel$	56
4	558.0	1.9	3.0	1.1	4	2	$\parallel$	40
5	559.0	1.6	3.0	1.1	4	3	$\perp$	28
6	561.2	5.5	3.3	1.4	8	1	$\parallel$	33
7	562.7	2.6	3.0	1.1	2	2	$\parallel$	80
8	564.2	0.8	3.0	1.1	2	4	$\perp$	100
9	567.9	4.9	3.0	1.1	4	2	$\perp$	98
10	575.9	13.7	3.0	1.1	8	1	$\perp$	98
11	645.8	-0.2	3.0	1.1	2	2	$\perp$	196
12	646.6	-0.5	3.0	1.1	1	3	$\perp$	264
13	648.7	4.2	3.0	1.1	2	1	$\parallel$	164
14	657.9	7.4	3.0	1.1	1	2	$\perp$	392
15	662.4	12.8	3.0	1.1	1	1	$\parallel$	328

**Tab. 5.6:** Kühlplattenoptimierungen für die CO<sub>2</sub>-Verdampfung auf eigenem Druckniveau mit zweiseitiger Deckel-/Bodenkühlung (CO<sub>2</sub>/2Z) im Kompaktklasse-Szenario

KP	Zielgrößen			Parameter zur Strömungsführung				
	$P_{Verd}$ [W]	$\Delta P_V$ [W]	$V$ [L]	$d_h$ [mm]	$n_{MPW}$	$n_{pass}$	$\perp/\parallel$	$n_{coil,sys}$
1	501.8	Ref.=0	6.0	1.1	4	2	$\parallel$	80
2	505.0	-0.4	6.0	1.1	4	3	$\perp$	132
3	509.1	0.2	6.0	1.1	2	2	$\parallel$	160
4	511.7	3.3	6.0	1.1	4	1	$\parallel$	164
5	514.5	10.6	6.0	1.1	8	2	$\parallel$	40
6	514.5	10.6	6.0	1.1	4	4	$\parallel$	40
7	547.3	-1.5	6.0	1.1	1	2	$\parallel$	320
8	547.3	-0.8	6.0	1.1	1	3	$\parallel$	224
9	547.7	-0.6	6.0	1.1	4	2	$\perp$	196
10	549.9	0.7	6.0	1.1	2	2	$\perp$	392
11	551.1	0.5	6.0	1.1	1	3	$\perp$	528
12	596.6	27.7	6.0	1.1	1	2	$\perp$	784

für diesen Fall ableiten, die Ergebnisse sind deshalb an dieser Stelle nicht dargestellt. Das Minimum der Verdichterleistung beträgt hierbei 918 W, dieser Wert wird zu den Ergebnisse der Kühlmittelkühlungen über Chiller addiert (vgl. Abschnitt 5.3).

## 5.7 Experimentelle Validierung der Temperaturmodelle

Durch die Validierung soll untersucht werden, ob die Temperaturen von Modulen und Fluiden hinreichend genau berechnet werden. Sie gliedert sich in drei Teile: Kühlmittelkühlung, CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung und Funktionsnachweis der Optimierungsroutine.

### 5.7.1 Validierung des Modul- und Kühlmittel-Modells

In diesem Abschnitt wird das Modul inkl. der verbauten Zellen beschrieben, dass als Referenz für den weiteren Verlauf der Arbeit dient. Zuerst wird das Modell inkl. Kühlmittelsystem am Referenzmoduls validiert. Dieses geschieht im Anschluss für ein weiteres System mit dem prismatischen Modul sowie einer unterschiedlichen Strömungsführung der Kühlplatte.

#### *Beschreibung und Messung des Referenzsystems*

Das Referenzsystem umfasst die Kühlung eines einzelnen Referenzmoduls aus Tab. 3.1 und die Kühlplatte aus Tab. B.2 in Anhang B. Das Referenzmodul enthält 24 Pouchzellen, die längs im Modul verbaut sind (siehe Abb. 5.10). Um stationäre Temperaturen zu erreichen, werden 30s Strompulse konstanter Amplitude auf das Modul gegeben.

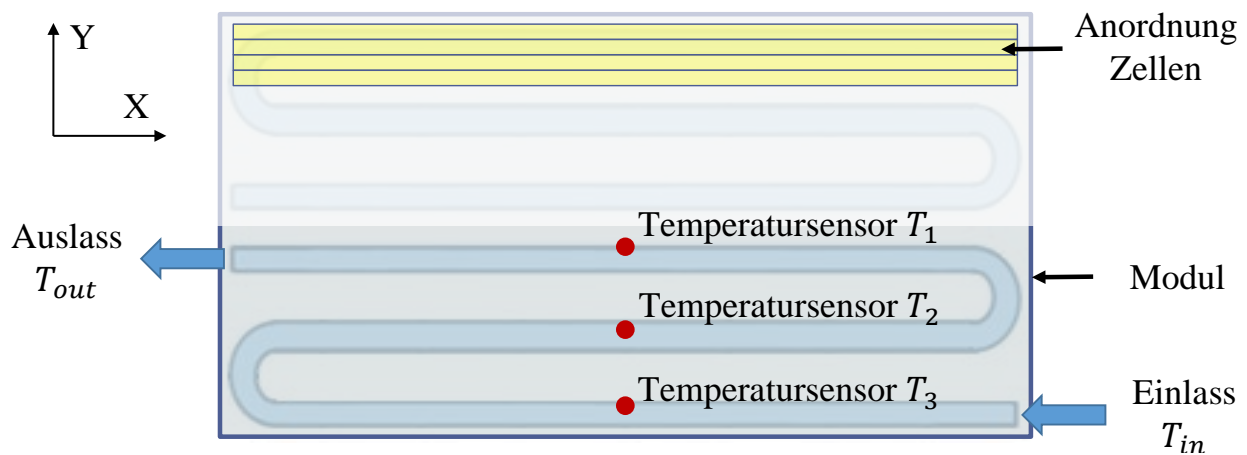
Aus den Daten für die RC-Glieder des elektrischen Ersatzschaltbilds<sup>1</sup> lässt sich Gleichung 2.4 bedaten und der Dynamikfaktor  $c(t_p)$  bestimmen. Es gilt  $c(30s) = 0.5$ , um die Wärmefreisetzung für die Analyse stationärer Temperaturen zu mitteln.

Als Kühlmittel wird eine Wasser/Glykol-Mischung im Verhältnis 1:1 verwendet. Ein Gappad dient als thermisches Kontaktmaterial zwischen Modul und Kühlplatte. Die komplette Spezifikation des Systems und der Strömungsführung findet sich ebenfalls in Tab. B.2. Um den Einfluss von Temperaturgradienten zwischen Modul und Prüfkammer zu minimieren, ist das Modul an den nicht gekühlten Oberflächen gegen die Umgebung isoliert.

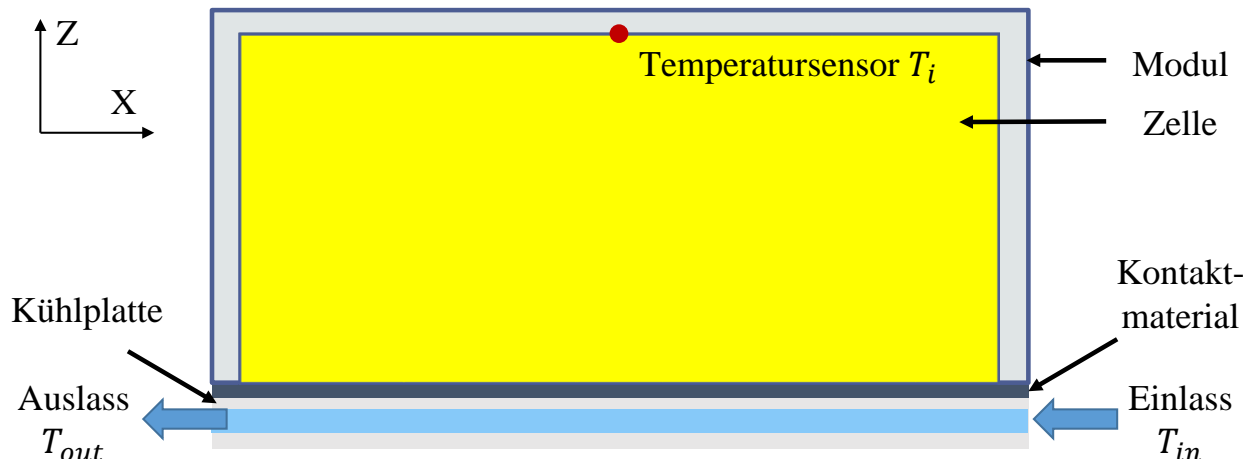
Die Strömungsführung der Kühlplatte im Referenzsystem für das einzelne Modul ist in Abb. 5.10 illustriert. Sie enthält eine Symmetrieebene entlang der Längsseite des Moduls. Für die Kalibrierung und Validierung der Modultemperaturen werden Temperatursensoren auf der Oberseite der Zellen betrachtet. Die Positionen der drei Sensoren in der Draufsicht auf das Modul sind ebenfalls in Abb. 5.10 mit Punkten dargestellt. In Abb. 5.11 ist der Aufbau im Querschnitt der X-Z-Ebene dargestellt. Der Temperatursensor  $T_i$  befindet sich mittig auf der Zelloberseite.

---

<sup>1</sup> Unternehmensinterne Daten



**Abb. 5.10:** Schematische Darstellung zur Anordnung der Temperatursensoren (rot) in Relation zur Kühlung (blau) in der Draufsicht für das Referenzsystem des einzelnen Moduls. Am Beispiel von vier Zellen ist deren Anordnung illustriert.



**Abb. 5.11:** Schematische Darstellung zur Anordnung der Temperatursensoren (rot) in Relation zur Kühlung (blau) im Querschnitt für das Referenzsystem des einzelnen Moduls.

### Modellvalidierung anhand der Messergebnisse für das Referenzsystems

In der Simulation werden Fluidvolumenstrom  $\dot{V}_F$  und Einlasstemperatur  $T_{in}$  der Messung als Eingangsgrößen verwendet (siehe Tab. B.2). Somit kann die Austrittstemperatur auch als Abschätzung für die Berechnung der Verlustleistungen verwendet werden. Die Stärke des Gappads wird von nominal 2.2 mm auf 2.0 mm anhand des Messabgleichs angefitet, da die resultierende Gappad-Stärke aufgrund von Flächenpressung beim Verbau nicht bestimmt wurde. Die Ergebnisse von Messung und Simulation für die Auslasstemperatur  $T_{out}$  sowie für die drei Temperatursensoren  $T_i$  auf den Zelloberseiten finden sich in Tab. 5.7.

Für die Austrittstemperatur zeigt sich eine Abweichung  $< 0.1$  K zwischen Messung und Simulation. Die Fluidtemperaturen sowie die Verlustleistung werden somit im Rahmen



**Tab. 5.7:** Ergebnisse der Validierung für die Messung des Referenzsystem

Temperatursensor	Messung	Simulation
$T_{in}$ (Eingangsgröße)	23.5 °C	23.5 °C
$T_{out}$	26.5 °C	26.5 °C
$T_1$	39.7 °C	39.7 °C
$T_2$	39.5 °C	39.7 °C
$T_3$	39.1 °C	39.6 °C

der nominellen Messgenauigkeit von  $\leq 1.5$  K richtig berechnet. Auch das Gesamttemperaturniveau der Zellen wird gut dargestellt. Auch hier liegt die Fehlergrenze der Messung bei  $\leq 1.5$  K. Das Simulationsmodell ist erfolgreich hinsichtlich der Kühlmitteltemperatur und Darstellung der maximalen Modultemperaturen validiert.

#### *Erweiterte Validierung anhand Variation des Moduls und der Kühlplatte*

Die vorangegangene Validierung wird im nächsten Schritt anhand eines weiteren Moduls und einer geänderten Kühlplatte erweitert, um die Verwendung des Modul- und Kühlmittelmodells auf verschiedene Szenarien zu überprüfen.

Das verwendete Modul besteht aus 12 prismatischen Zellen, die quer im Modul verbaut sind. Es unterscheidet sich somit hinsichtlich Zelle, Geometrie und Energieinhalt grundlegend vom Referenzmodul. Das System besteht aus 15 Modulen. Das Modul wird im Stadtbusszenario in Anhang A verwendet und als prismatisches Modul bezeichnet (siehe Tab. A.1). Die Messparameter und Strömungsführung der Kühlplatte befinden sich ebenfalls in Anhang B.3. Der Fluidvolumenstrom  $\dot{V}_F$  ist 20-mal so hoch wie bei der Messung des Referenzsystems. Der Dynamikfaktor beträgt  $c(30\text{ s}) = 0.75$  laut Bedatung des RC-Modells<sup>2</sup>. Als Temperaturmessstellen werden die serienmäßig verbauten Sensoren ausgewertet. Somit stehen für die sechs Module auf einer Kühlwendel sechs Temperaturen zur Verfügung, eine für jedes Modul. Die Validierung umfasst die Temperaturniveaus mehrerer Module, d. h. die Darstellung von Kühlplatten mit serieller Strömungsführung über mehrere Module  $n_{MPW} > 1$  kann überprüft werden.

In Tab. 5.8 sind die Ergebnisse der Messung und Simulation aufgelistet. Da die Modulsensoren mit einer Auflösung von 0.5 K ausgewertet werden und die Messgenauigkeit wie zuvor 1.5 K beträgt, wird die Temperaturdifferenz zwischen Modul und Kühlmittel betrachtet. Hierbei zeigt sich eine Abweichung zwischen Simulation und Messung von  $< 3\%$ . Das absolute Temperaturniveau wird also auch für das prismatische Modul und die geänderte Kühlplatte korrekt berechnet. Zur Auslasstemperatur und somit auch zu den Verlusten lässt sich in diesem Fall keine Aussage treffen, da die Differenz zum Einlass innerhalb der Messgenauigkeit liegt.

<sup>2</sup> Unternehmensinterne Daten

**Tab. 5.8:** Ergebnisse der Validierung für sechs prismatische Module auf einer Kühlwendel ( $n_{MPW} = 6$ ) innerhalb des System aus insgesamt 15 Modulen

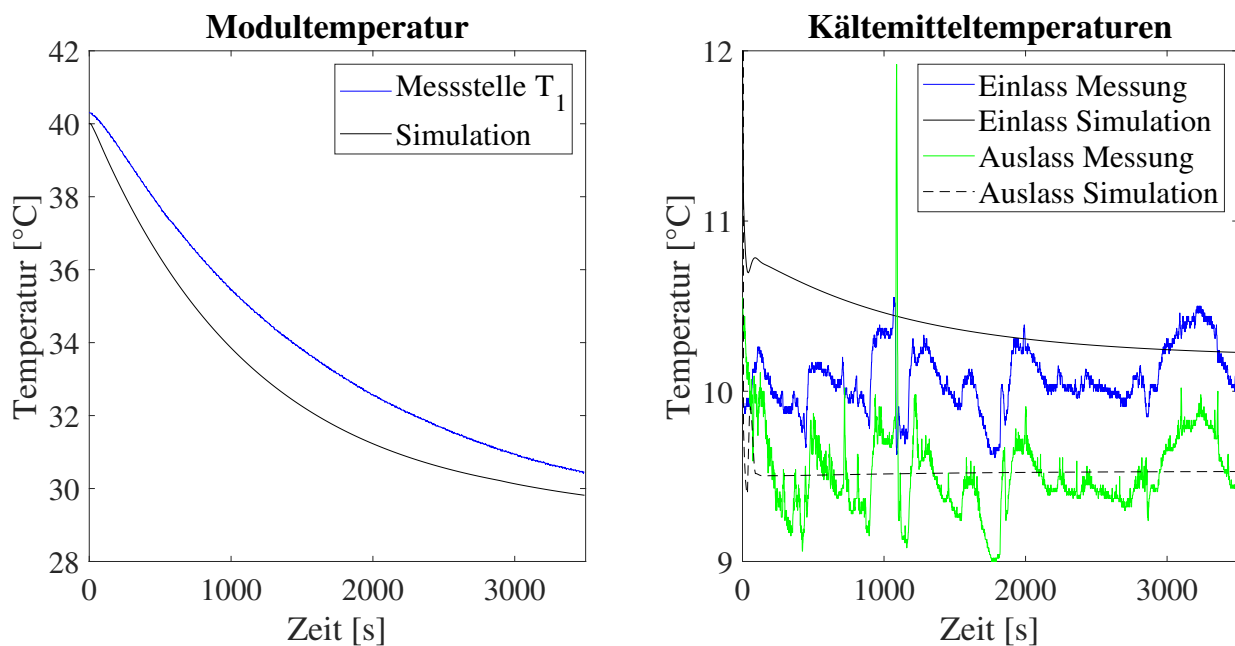
Temperatursensor	Messung	Simulation
$T_{in}$ (Eingangsgröße)	25.0 °C	25.0 °C
$T_{Out}$	26.3 °C	26.3 °C
Modul Nr. 1	47.0 °C	46.4 °C
Modul Nr. 2	46.0 °C	46.4 °C
Modul Nr. 3	47.0 °C	46.4 °C
Modul Nr. 4	47.0 °C	46.5 °C
Modul Nr. 5	47.0 °C	46.5 °C
Modul Nr. 6	47.0 °C	46.5 °C

### 5.7.2 Validierung des Gesamtwärmeübergangs mit $CO_2$ -Verdampfung

In diesem Abschnitt wird das Temperaturmodell zur Berechnung des Gesamtwärmeübergangs für die  $CO_2$ -Verdampfungskühlung validiert. Dazu wird ein Batteriesystem aus 12 Modulen betrachtet. Es besteht aus einem der Referenzmodule sowie 11 elektrisch beheizten Dummies, die das Verhalten des Referenzmoduls abbilden sollen. Die Messdaten wurden im Rahmen der Masterarbeit von Krebs [36] erhoben. Da es sich bei dem verwendeten Modul um eine andere Baumusterstufe gegenüber der Referenzmessung handelt, wird für die Simulation die Bedatung des Innenwiderstands aktualisiert und der Faktor  $c(t_P)$  von 0.5 auf 0.47 angefitet.

In Tab. B.4 im Anhang sind die Parameter der Messung und der verwendeten Kühlplatte aufgelistet. Der  $CO_2$ -Massenstrom fällt sowohl in der Messung als auch in der Simulation mit der Zeit ab. In der Messung beträgt das Mittel 26 g/s, in der Simulation 28.2 g/s. Dieses liegt in der Berechnung des Wärmeeintrags der Dummies begründet, der für die Messung unterschätzt wurde.

Die Ergebnisse finden sich in Abb. 5.12 wieder. In der Messung des  $CO_2$ -Systems wird kein stationärer Punkt innerhalb der Testdauer erreicht, weshalb die Temperaturkurven für Messung und Simulation verglichen werden. Für die gemessene Temperatur  $T_1$  in der Modulmitte zeigt sich eine Abweichungen von der Simulation. Diese liegen im Bereich  $< 2$  K, relativ zur Kältemitteltemperatur entspricht dieses einer Abweichung  $< 10\%$ . Vom Kurvenverlauf gegen Ende der Messung lässt sich ableiten, dass die stationären Punkte gut übereinstimmen werden. Die Vor- und Rücklauftemperaturen zeigen gute Übereinstimmungen mit den Messungen. Hierbei wird die mittlere Auslasstemperatur der Messung als Eingangsparameter für die Simulation verwendet und die Einlasstemperatur validiert. Die Differenz zwischen diesen beiden Werten ist ein Maß für den Druckverlust des Kältemittels. Sie beträgt für die Messung 0.6 K und für die Simulation 0.7 K, jedoch sind diese Ergebnisse auch mit der nominellen Messgenauigkeit von  $\leq 1.5$  K zu relativieren.



**Abb. 5.12:** Validierung des Gesamtwärmeübergangs und der Druckverluste für CO<sub>2</sub>. Vergleich der Modultemperaturen (links) sowie der Kältemitteltemperaturen an Ein- und Auslass (rechts) zwischen Messung und Simulation. Die mittlere Auslasstemperatur dient als Eingangsgröße für das Modell, die Einlasstemperatur wird validiert.

### 5.7.3 Funktionsnachweis der Optimierungsmethodik

Um die Funktion der Optimierung nachzuweisen, werden zwei Kühlplatten verglichen. Neben der Kühlplatte für das Referenzsystem wurde eine neue Kühlplatte prototypisch gefertigt, die auf den Optimierungsergebnissen zur Strömungsführung in [99] basiert. Der Vergleich zur Strömungsführung beider Kühlplatten findet sich in Tab. 5.9.

**Tab. 5.9:** Parameter zur Strömungsführung für Referenz- und optimierte Kühlplatte

Parameter	Referenzkühlplatte	Optimierte Kühlplatte
$n_{pass}$	3	3
$n_{MPW}$	1	1
$n_{pass}$	3	3
$\perp/\parallel$ (Richtung)	$\parallel$	$\perp$
$d_h$	6.5 mm	3.2 mm
$n_{coil}$	2	8

Als Funktionsnachweis der Optimierung wird überprüft, ob unter gleichen Randbedingungen die optimierte Kühlplatte geringere Modultemperaturen liefert als die Referenzkühlplatte. Beide Systeme werden mit gleichen Einlasstemperaturen, Kühlmittelmassenstrom und Strompulsen analog zur Referenzmessung (Abschnitt 5.7.1) betrieben.

Die Ergebnisse werden hinsichtlich der Temperaturen an den Sensoren  $T_1 - T_3$  aus Abb. 5.10 und der Kühlmitteltemperatur am Auslass verglichen.

**Tab. 5.10:** Messergebnisse für Referenzkühlplatte und optimierte Kühlplatte. Die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{log}$  der Modultemperaturen  $T_1 - T_3$  zum Kühlmittel ist in Klammern aufgeführt.

Temperatursensor	Referenzkühlplatte	Optimierte Kühlplatte
$T_{in}$	23.5 °C	23.0 °C
$T_{out}$	26.5 °C	26.4 °C
$T_1$ ( $\Delta T_{log}$ )	39.7 °C (14.6 K)	38.7 °C (13.9 K)
$T_2$ ( $\Delta T_{log}$ )	39.5 °C (14.4 K)	38.6 °C (13.8 K)
$T_3$ ( $\Delta T_{log}$ )	39.1 °C (14.0 K)	37.2 °C (12.4 K)

Tab. 5.10 zeigt die Abweichung im Temperaturfeld zwischen der Messung mit dem Referenzsystem und der Messung mit optimierter Kühlplatte. Im Mittel über alle drei Messpositionen  $T_1 - T_3$  ergibt sich somit eine Absenkung der logarithmischen Temperaturdifferenz um  $\approx 0.9$  K durch die optimierte Strömungsführung. Die Funktion der Optimierung ist somit nachgewiesen.

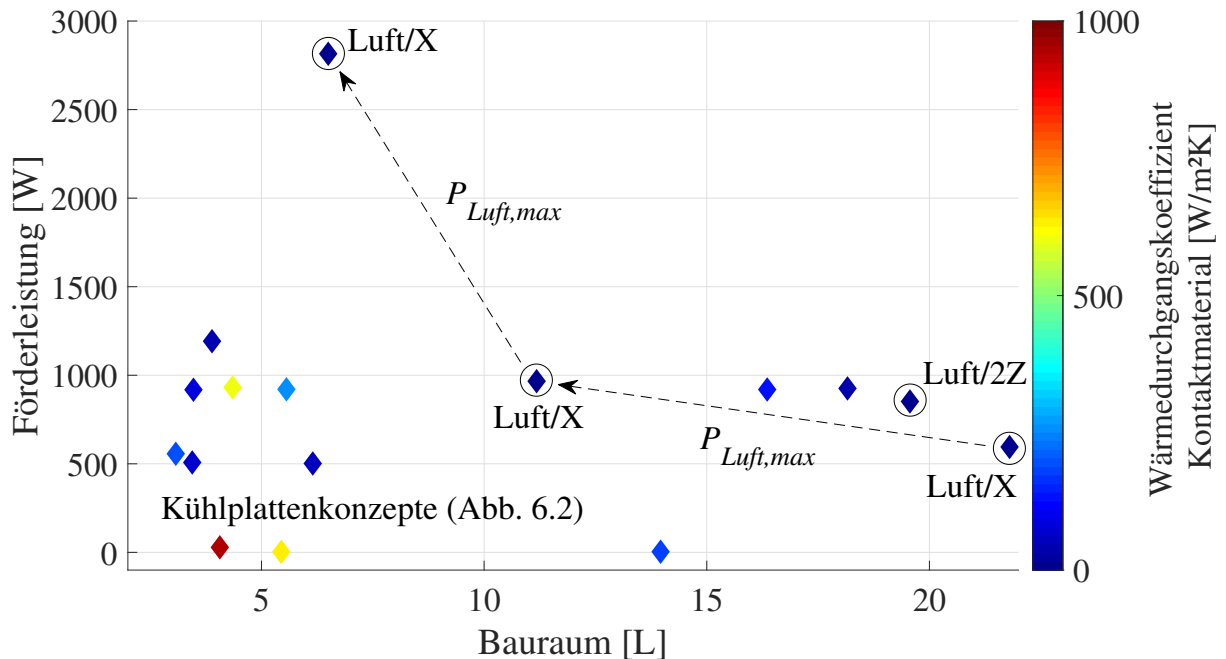
Das Potential der Optimierung lässt sich durch eine Leistungsanalyse abschätzen. Im Kühlmittel werden für die optimierte Kühlplatte 13 % mehr Verlustleistung abgeführt. Gleichzeitig sinkt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittel und Modul. Die Messstelle  $T_3$  wird hierfür nicht ausgewertet, um das Potential nach unten abzuschätzen. Die Absenkung der Temperaturdifferenz entspricht einer weiteren Leistungssteigerung von ca. 5 %. Die optimierte Kühlplatte ist somit in der Lage, ca. 18 % mehr Verlustleistung abzuführen. Die Messstelle  $T_3$  deutet jedoch darauf hin, dass dieses mit höheren Temperaturinhomogenitäten einhergeht.

## 6 Ergebnisse des Kompaktklasse-Szenarios

In diesem Kapitel wird dargestellt, wie für das Kompaktklasse-Szenario die Freiheitsgrade zur Auslegung festgelegt werden und das optimale BTMS-Konzept identifiziert wird. Hierfür wird das Ergebnisdiagramm der Zielgrößen für den Konzeptentscheid in Abschnitt 6.1 vorgestellt und diskutiert. Im Anschluss werden zwei Variationen des Szenarios inkl. Konzeptentscheid betrachtet (Abschnitt 6.2 und 6.3). Abschließend erfolgt eine weitere Betrachtung der passiven und aktiven Luftkühlungen (Abschnitt 6.4).

### 6.1 Ergebnis und Konzeptentscheid

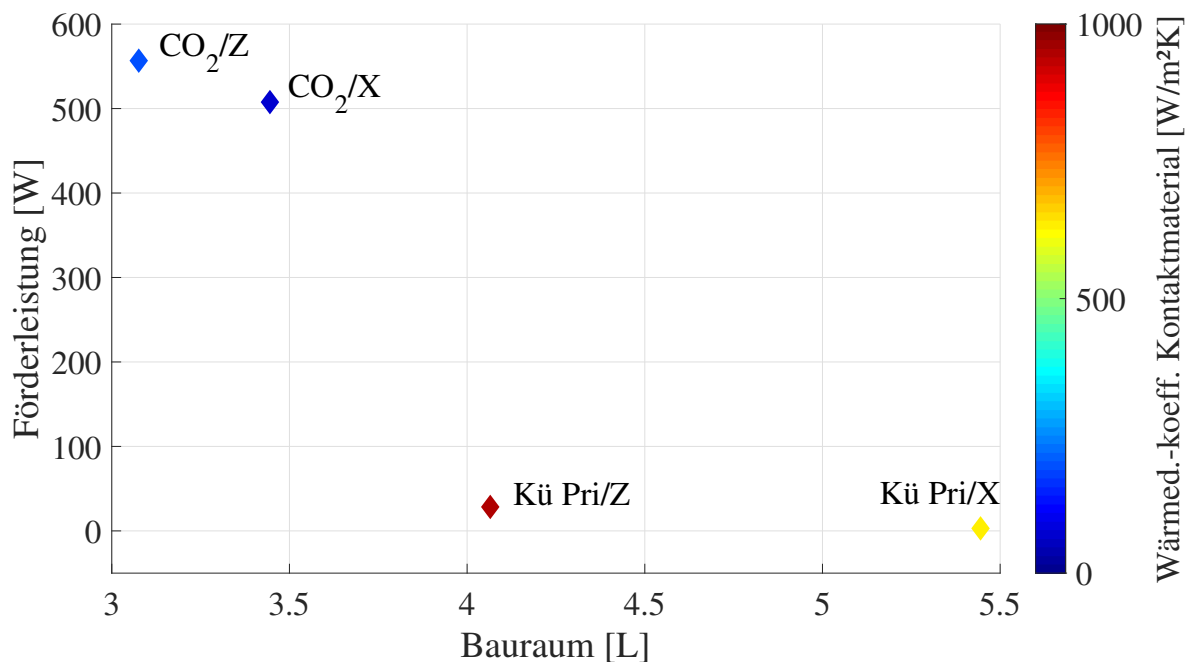
Anhand der Vorauswahl (Abb. 4.6) und den Kühlplattenoptimierungen (Abschnitt 5.6) wird in diesem Abschnitt das Ergebnis des Gesamtprozesses, d. h. der komplette Lösungsraum aller umsetzbaren BTMS-Konzepte betrachtet (vgl. Abb. 3.5). Aus den vorangegangenen Analysen kann das Ergebnisdiagramm der Zielgrößen erstellt werden. Es befindet sich in Abb. 6.1.



**Abb. 6.1:** Ergebnisdiagramm der Zielgrößen Förderleistung und Bauraum für das Kompaktklasse-Szenario. Jede Markierung stellt ein Konzept festgelegter Freiheitsgrade dar, die Farbe beschreibt den benötigten Wärmedurchgangskoeffizienten im Kontaktmaterial  $k_{KM}$ . Die Tendenz für aktive Luftkühlung zwischen den Zellen (Luft/X, vgl. Abb. 3.3 und 4.1) für steigende  $P_{Luft,max}$ , sowie die zweiseitige Bodenkühlung (Luft/2Z) sind hervorgehoben.

Da für die Zwischenzellkühlung (X) und aktiver Luftkühlung die Auslegung anhand der maximalen Förderleistung  $P_{Luft,max}$  geschieht, wurde diese Eingangsgröße des Prozesses zu  $P_{Luft,max} = 1000\text{ W}$  und  $600\text{ W}$  variiert (vgl. Abschnitt 4.6). Die Ergebnisse sind ebenfalls in Abb. 6.1 aufgetragen. Es zeigt sich, dass fast alle Kühlplattenkonzepte unten links im Diagramm geringere Bedarfe für Bauraum und Förderleistung aufzeigen als die aktive Luftkühlung.

In Abb. 6.2 sind vier Konzepte gesondert dargestellt und beschriftet, welche die Optima bzgl. verschiedener Gewichtungen zwischen Förderleistung und Bauraum darstellen.



**Abb. 6.2:** Ergebnisdiagramm der verschiedenen Pareto-Optima zwischen Förderleistung und Bauraum für das Kompaktklasse-Szenario. Die Farbe beschreibt den benötigten Wärmedurchgangskoeffizienten im Kontaktmaterial.

Bei diesen Pareto-Optima handelt es sich um die Konzepte aus CO<sub>2</sub>-Kühlung auf eigenem Verdampfungsdruckniveau (CO<sub>2</sub>) und Kühlmittelkühlung über NTK (Kü Pri), jeweils in Kombination mit Zwischenzellkühlung (X) und einfacher Bodenkühlung (Z). Die CO<sub>2</sub>-Kühlung auf eigenem Verdampfungsdruckniveau liefert Minima für den Bauraum, die Kühlmittelkühlung über NTK für die Förderleistung. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die Temperatur für CO<sub>2</sub> im Gaskühler mit  $\geq 40^\circ\text{C}$  deutlich über der Kühlmitteltemperatur im NTK liegt, d. h. die Differenz zwischen den gezeigten Förderleistungen wird im Energie-optimalen Betrieb des Kältekreislaufs geringer ausfallen. Die einfache Bodenkühlung (Z) liefert geringere Bauräume bei höheren Förderleistungen als die Zwischenzellkühlung (X).

Der Konzeptentscheid kann somit zwischen diesen vier Konzepten erfolgen. Außerdem wäre es möglich, über die Analyse in dieser Arbeit hinaus weitere qualitative Kriterien

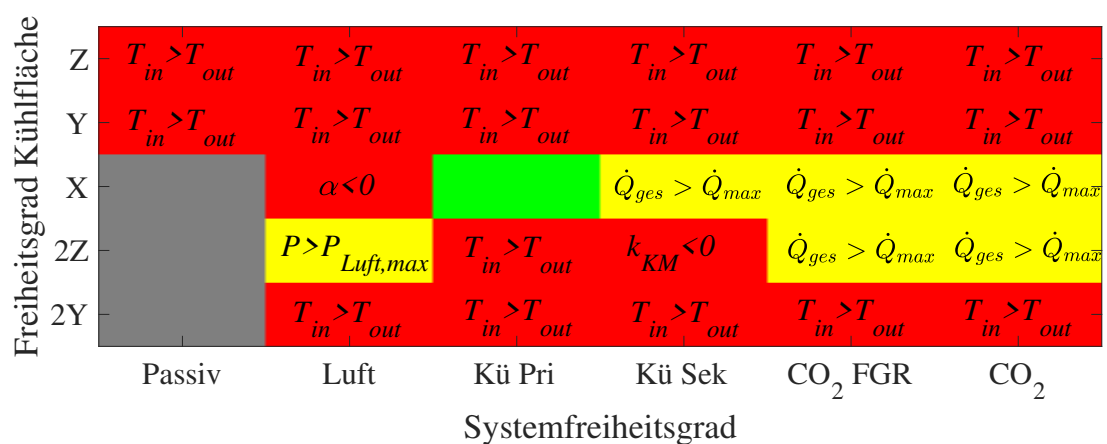
zu berücksichtigen. Ein Beispiel hierfür ist die erhöhte Komplexität von Aufbau und Regelung des CO<sub>2</sub>-Systems gegenüber der Kühlmittelkühlung.

Die Auswahl zwischen CO<sub>2</sub>-Kühlung auf eigenem Verdampfungsdruckniveau und Kühlmittelkühlung über den NTK muss hinsichtlich Heizen diskutiert werden. Für die Kühlmittelkühlung ergibt sich lediglich die Möglichkeit einer PTC-Heizung an den Zellen oder im Kühlmittel. Das CO<sub>2</sub>-System kann bei  $T_{Umg,min} = -13^\circ\text{C}$  noch als Wärmepumpe eingesetzt werden, die verfügbare Heizleistung beträgt in diesem Punkt 5 kW ([107], siehe Tab. 3.1). Unter Vernachlässigung von Eigenerwärmung, Wärmestrom an die Umgebung und Heizbedarf des FGR könnte das Batteriesystem somit um 1.26 K/min erwärmt werden. Ob dieser Wert im Fahrbetrieb ausreichend ist, muss in der anschließenden Entwicklungsphase untersucht werden.

## 6.2 Variation der Leistungsanforderung

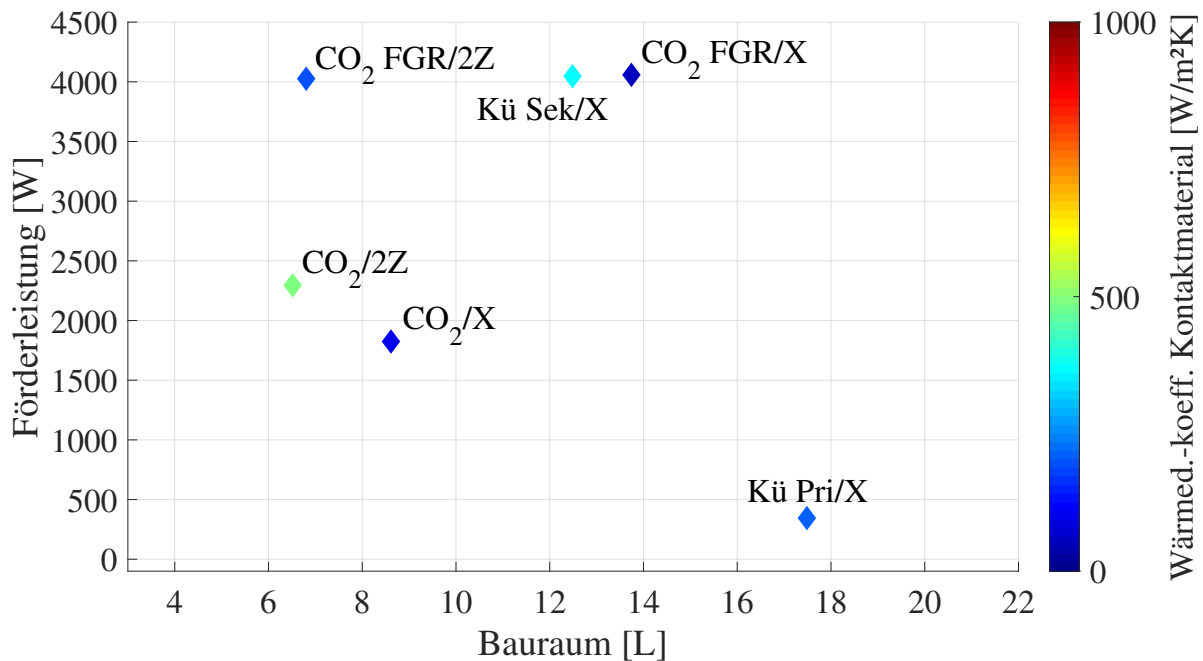
Um den Einfluss der elektrischen Leistung auf das BTMS zu untersuchen, wird diese auf 100 kW verdoppelt. Die Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht sich somit nach [110] auf 200 km/h. Alle weiteren Eingangsgrößen sowie das Modul bleiben unverändert. In Abb. 6.3 ist das Ergebnis der Vorauswahl zu finden. Im Vergleich zu Abb. 4.6 zeigt sich, dass wesentlich mehr Kandidaten ausscheiden und weitere Kriterien verletzt werden. Für die höhere Last verletzen die meisten Kandidaten das Kriterium  $T_{in} \leq T_{out}$ .

Lediglich die Zwischenzellkühlung und zweiseitige Boden-/Deckelkühlung sind realisierbar. Die Luftkühlungen entfallen ebenfalls, für den Kandidaten Luft/2Z liegt die benötigte Förderleistung mit 300 kW weit über der Traktionsleistung. Die Kühlmittelkühlung über Sekundärkreis und Kältemittelkühlungen verletzen zwar die obere Leistungsgrenze des Kältekreislaufs, jedoch nur geringfügig.



**Abb. 6.3:** Analytische Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario bei Variation der Leistungsanforderung auf 100 kW

In Abb. 6.4 findet sich das Ergebnisdiagramm der Zielgrößen. Es zeigt sich, dass beim Einsatz von CO<sub>2</sub>-Kühlung auf eigenem Verdampfungsdruckniveau und Kühlmittelkühlung über NTK sich Pareto-optimale Konzepte ergeben. Für die Kältemittelkühlungen weist die zweiseitige Bodenkühlung geringere Bauräume gegenüber der Zwischenzellkühlung auf, jedoch werden höhere Förderleistungen benötigt.



**Abb. 6.4:** Ergebnisdiagramm für eine erhöhte Leistungsanforderung auf 100kW im Kompaktklasse-Szenario. Die Optima sind CO<sub>2</sub>/Z, CO<sub>2</sub>/X und Kü Pri/X.

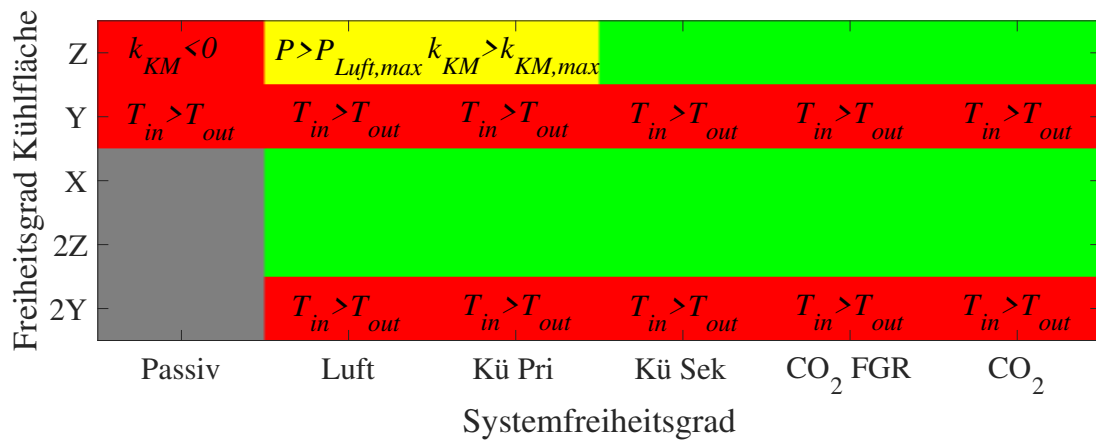
### 6.3 Variation der Leistungsanforderung und des Energieinhalts

Im nächsten Schritt werden die Ergebnisse untersucht, wenn gegenüber dem ursprünglichen Szenario sowohl die Leistungsanforderung als auch der Energieinhalt als Eingangsgrößen verdoppelt werden. Das Batteriesystem umfasst somit 16 anstatt acht Module, jedoch bleibt das Verhältnis Leistung zu Energieinhalt, d. h. die C-Rate, konstant bei 0.89 im Vergleich zu Abschnitt 6.1.

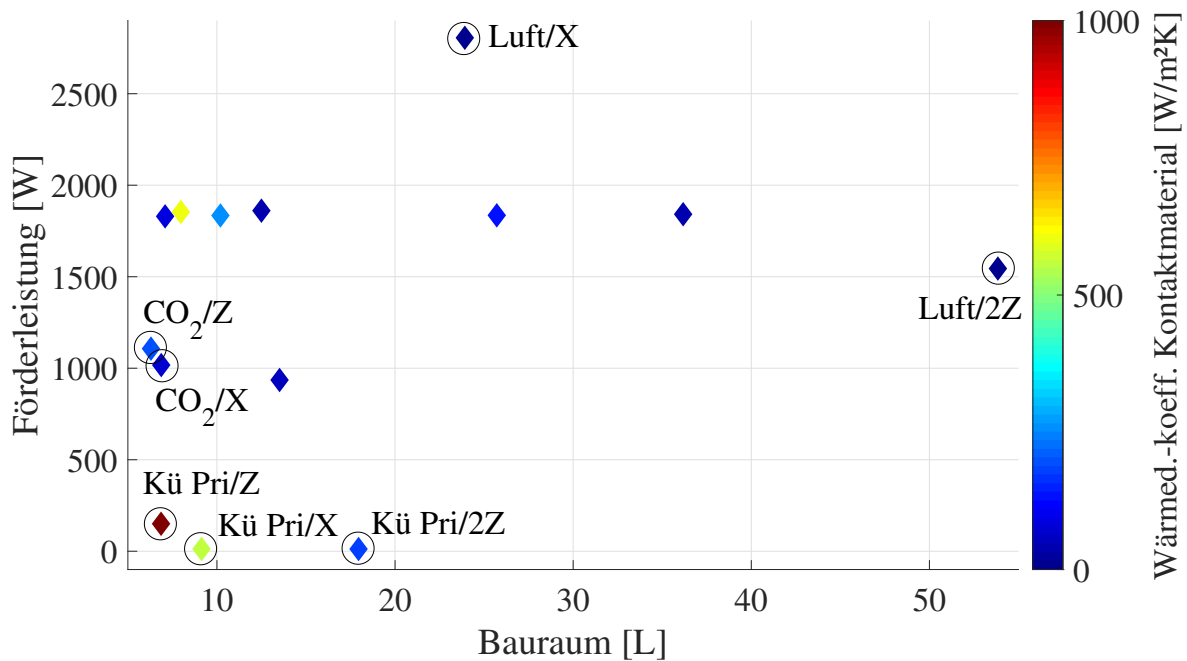
Das Ergebnis der Vorauswahl für das Szenario mit doppeltem Energieinhalt und doppelter Leistung ist in Abb. 6.5 zu sehen. Im Gegensatz zum ursprünglichen Szenario in Abb. 4.6 wird für die Kühlmittelkühlung über NTK mit einfacher Bodenkühlung (Kü Pri/Z) die obere Grenze  $k_{KM,max}$  verletzt. Aufgrund der höheren Gesamtverlustleistung steigt die Einlasstemperatur und damit der minimal benötigte Wärmedurchgang im Kontaktmaterial.

Das Ergebnisdiagramm ist in Abb. 6.6 zu sehen. Es sind sowohl aktive Luftkühlungen, als auch optimale Konzepte auf der Paretofront entsprechend Abb. 6.2 markiert.





**Abb. 6.5:** Analytische Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario bei Variation des Energieinhalts auf 112kW und der Leistung auf 100kW



**Abb. 6.6:** Ergebnisdiagramm für erhöhte Leistung auf 100kW und Energieinhalt auf 112kWh im Kompaktklasse-Szenario. Die Optima entsprechen denen aus Abb. 6.2.

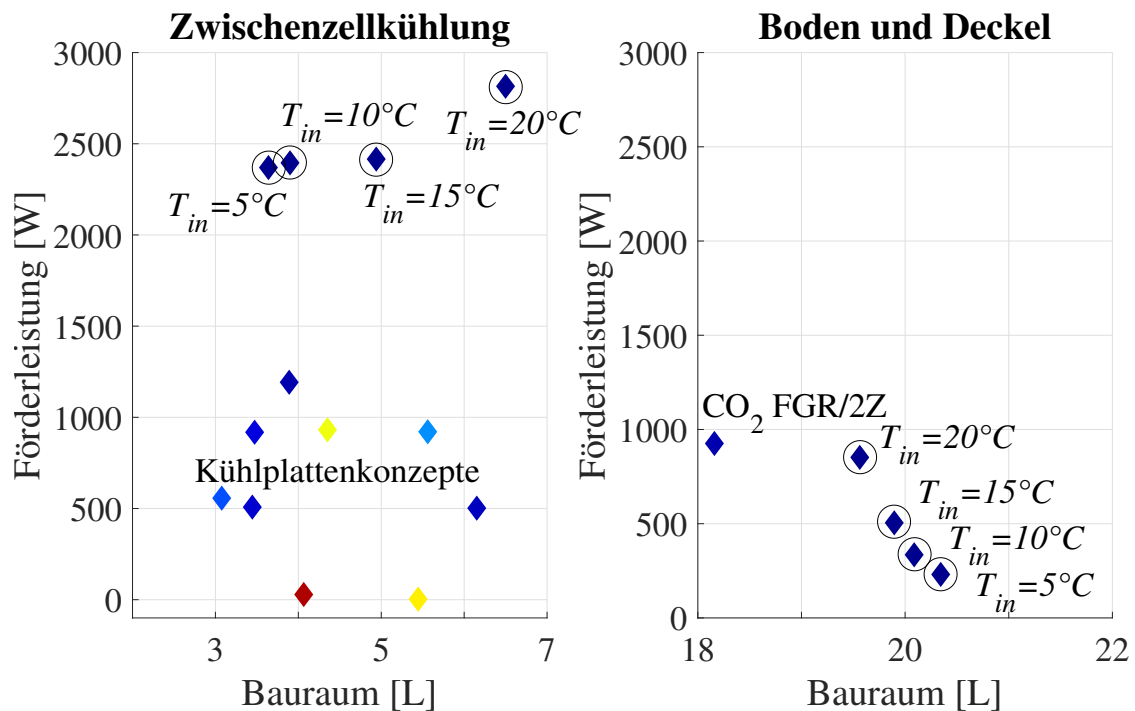
Analog zu Abschnitt 6.1 zeigt sich, dass die aktive Luftkühlung in diesem Fall ebenfalls keine Vorteile liefert. Die Konzepte mit CO<sub>2</sub>-Verdampfung auf eigenem Druckniveau und Kühlmittelkühlung im Primärkreis weisen optimale Ergebnisse zwischen Bauraum und Förderleistung auf. Qualitativ sind die Verläufe der Paretofronten aus den Abb. 6.2 und 6.6 vergleichbar. Für den Bauraum werden zumeist zwar geringere hydraulische Durchmesser benötigt, allerdings überwiegt die erhöhte Grundfläche aufgrund der doppelten Anzahl an Modulen (vgl. Tab. 7.1).

Zum Heizen wird das Kühlmittelsystem im Primärkreis auch in diesem Fall einen PTC erfordern. Für die Heizung über Wärmepumpe halbiert sich die Abschätzung des zeitlichen Temperaturanstiegs aus Abschnitt 6.1 auf 0.63 K/min, da 16 anstatt acht Module beheizt werden.

#### 6.4 Variation der Auslegungs- und Einlasstemperaturen für Luftkühlungen

Im Folgenden wird sowohl die passive als auch aktive Luftkühlung mit verschiedenen Auslegungs- bzw. Einlasstemperaturen betrachtet.

Für die aktive Luftkühlung wurde bisher nicht die Möglichkeit der Luft-Temperierung berücksichtigt (vgl. Abschnitt 2.4). In Abb. 6.7 findet sich das Ergebnisdiagramm inkl. der Betrachtung von Temperierung aktiver Luftkühlungen.



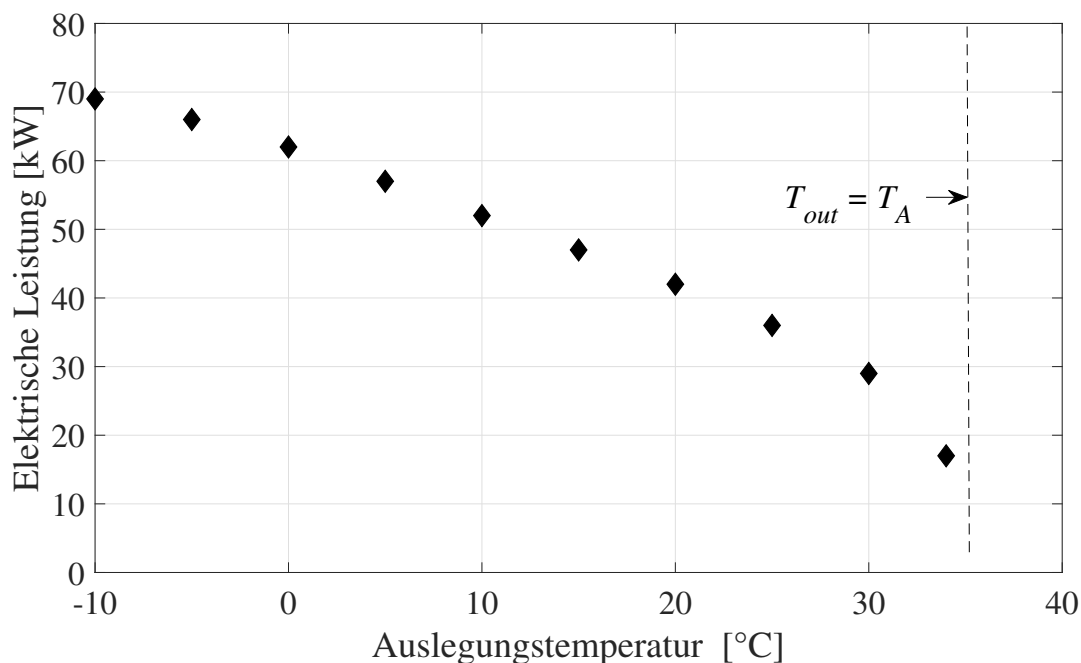
**Abb. 6.7:** Vergleich der aktiven Luftkühlungen für verschiedene Einlasstemperaturen im Kompaktklasse-Szenario. Die Konzepte aktiver Luftkühlungen sind eingekreist. Die benötigte Leistung zur Temperierung ist nicht enthalten.

Neben der ursprünglichen Einlasstemperatur von  $T_{in} = 20^{\circ}\text{C}$  sind auch geringere Einlasstemperaturen analysiert, die sich z. B. durch Kopplung mit dem Kältekreislauf realisieren ließen (vgl. Abb. 2.7, links). Im linken Teil sind Ergebnisse der Luft für die Zwischenzellkühlung, im rechten Teil für die zweiseitige Boden-/Deckelkühlung markiert. Im Falle der Zwischenzellkühlung verringert sich der Bauraumbedarf für geringe Einlasstemperaturen, für die Boden- und Deckelkühlung erhöht sich dieser. In beiden Fällen

verringert sich die benötigte Förderleistung, jedoch ist der Leistungsbedarf zur Temperierung auf die jeweiligen Einlasstemperaturen nicht enthalten. Auch für die Temperierung der Einlasstemperatur bietet sich weder hinsichtlich Bauraum noch Förderleistung ein Vorteil von Luftkühlungen gegenüber optimaler Kühlplattenkonzepte.

Im zweiten Schritt wird die passive Luftkühlung über das Batteriegehäuse betrachtet. Für die passive Luftkühlung ergibt sich weder für Bauraum noch Förderleistung ein zusätzlicher Bedarf. Allerdings ist im Kompaktklasse-Szenario und in den oben genannten Variationen die Leistungsanforderung zu hoch, um eine passive Kühlung zu ermöglichen. Deshalb wird untersucht, wie hoch die maximal realisierbare elektrische Leistung  $P_{el}$  in Abhängigkeit der Auslegungstemperatur als betrachtete Umgebungstemperatur für die thermische Auslegung mithilfe einer einfachen Bodenkühlung ist.

Das Ergebnis findet sich in Abb. 6.8. Es ist ein nahezu linearer Abfall der maximalen elektrischen Leistung mit der Auslegungstemperatur zu beobachten. Nähert sich die Auslegungstemperatur der Auslasstemperatur aus Moduloberflächentemperatur und Approach-Temperaturdifferenz (Gleichungen 4.8 und 4.9), sinkt die verfügbare Fahrleistung stärker ab und geht gegen Null. Für die ursprüngliche Auslegungstemperatur des betrachteten Szenarios  $T_A = 20^\circ\text{C}$  ist eine Fahrleistung von ca. 40 kW verfügbar. Nach [110] entspricht diese Leistung einer Fahrgeschwindigkeit von ca. 150 km/h und liegt über dem Tempolimit der meisten europäischen Länder von 130 km/h.



**Abb. 6.8:** Thermische Auslegung der passiven Luftkühlung über das Batteriegehäuse und Unterseite der Module (Passiv/Z) im Kompaktklasse-Szenario. Die maximal verfügbare Fahrleistung ist über der Auslegungstemperatur der Umgebungsluft aufgetragen. Bei  $T_A = 35^\circ\text{C}$  ergibt sich eine Grenze aus maximaler Zelltemperatur und Approach-Temperaturdifferenz (Gleichung 4.9).



## **7 Induktion von Richtlinien zur thermischen Auslegung**

In diesem Kapitel werden die allgemeingültigen Richtlinien zur thermischen Auslegung von Fahrzeug-Batteriesystemen erläutert, wie es als viertes und letztes Ziel der Arbeit in Abschnitt 1.3 definiert ist. Diese werden zum größten Teil aus den Ergebnissen des Kompaktklasse-Szenario in Kapitel 6 abgeleitet und um die Ergebnisse des Stadtbus-Szenarios im Anhang ergänzt.

### **7.1 Vergleich der Szenarien und Variationen**

#### **Einfluss der C-Rate auf die Konzeptauswahl**

Wie im Laufe der Arbeit mehrfach erwähnt, beeinflusst die Anforderung der elektrischen Leistung maßgeblich die thermische Auslegung. Für die Konzeptauswahl einer Plattform, d. h. Skalierungen der Batteriesystemgröße, spielt auch der Energieinhalt eine entscheidende Rolle. Je höher das Verhältnis beider Größen bzw. die C-Rate ist, desto stärker sind die Möglichkeiten zur thermischen Auslegung limitiert.

In Abschnitt 6.3 wird die C-Rate bei steigender Leistungsanforderung gegenüber den ursprünglichen Anforderungen konstant gehalten. In beiden Fällen ergeben sich für die Auswahl der Kühlkonzepte im Ergebnisdiagramm die gleichen Optima zwischen Bauraum und Förderleistung. Steigt wie in Abschnitt 6.2 mit der Leistungsanforderung auch die C-Rate, werden jedoch andere Konzepte als optimal identifiziert. In diesem Fall erhöht sich auch die elektrische Belastung pro Modul bzw. Zelle.

Für die Entwicklung von Plattformen mit mehreren Batteriegrößen bedeutet dieses, dass für alle Größen dasselbe optimale Kühlkonzept umgesetzt werden kann. Als Bedingung hierfür gilt eine konstante C-Rate über die verschiedenen Batteriegrößen.

#### **Einfluss steigender Energiedichten der Module**

Neben der elektrischen Leistung und der C-Rate hat die Energiedichte entscheidenden Einfluss auf die thermische Auslegung. Für das Stadtbus-Szenario im Anhang können laut Vorauswahl alle Konzepte umgesetzt werden. Dieses liegt in der niedrigen Energiedichte des prismatischen Moduls begründet. Wird stattdessen z. B. das Referenzmodul mit höherer Energiedichte als Eingangsgröße für das Stadtbus-Szenario verwendet, ist keine passive Bodenkühlung mehr möglich.

Wird die Spezifikation des prismatischen Moduls anstelle des Referenzmoduls als Eingangsgröße für das Kompaktklasse-Szenario verwendet, ergeben sich hier keine Einschränkungen in der Vorauswahl. Die Verlustleistung im System beträgt bei Verwendung des prismatischen Moduls ca. 40 % der Verlustleistung beim Referenzmodul. Aufgrund der geringeren Energiedichte werden vom prismatischen Modul mehr Zellen als vom

Referenzmodul benötigt. Der Strom pro Zelle sinkt und die quadratische Abhängigkeit der Verluste vom Strom überwiegt den Anstieg des Innenwiderstands. Außerdem steht eine größere Oberfläche zur Abfuhr des Wärmestroms zur Verfügung. Für die Steigerung der Energiedichte zwischen den beiden betrachteten Zellen lässt sich somit eine Verschärfung der thermischen Auslegung festhalten.

Durch die Prognose steigender Energiedichten ([59]) wird die Auswahl möglicher Kühlkonzepte zunehmend limitiert werden, solange keine signifikante Verringerung des Innenwiderstands erfolgt. Das bedeutet, dass die thermische Auslegung von Batteriesystemen in den nächsten Jahren zunehmend an Relevanz gewinnen wird. Es lässt sich daher ein Trend zu mehrseitigen Kühlungen und Einsatz des Kältemittelkreislaufes für das BTMS prognostizieren.

### **Auswahl der Zielfunktion für die Kühlplattenoptimierung**

Wie in Abschnitt 5.5 erwähnt, können für die Zielfunktion der Kühlplattenoptimierung theoretisch sowohl die Zielgrößen der Auslegung als auch weitere Größen wie z. B. Temperaturdifferenzen ausgewertet werden. Im Anhang 6.1 und A.5 werden die Ergebnisdigramme für zwei verschiedene Zielfunktionen des Stadtbusszenarios aufgeführt und verglichen. Der Bauraum als Zielfunktion weist erhebliche Vorteile gegenüber der Förderleistung auf, welche durch die geringen Verlustleistungen ohnehin gering ausfällt.

Aus diesem Vergleich lässt sich die Empfehlung zur Anwendung des Prozesses ableiten, die Zielfunktion in Abhängigkeit des betrachteten Szenarios zu wählen. Hierbei ist insb. die elektrische Leistung und die resultierende Verlustleistung zu berücksichtigen. Im Konzeptentscheid erfolgt weiterhin eine Abwägung zwischen allen Zielgrößen.

### **Notwendigkeit ganzheitlicher Analysen**

Betrachtet man die Ergebnisse der Vorauswahlen im Kompaktklasse-Szenario, zeigt sich, dass sowohl der Systemfreiheitsgrad als auch die Auswahl der Kühlfläche entscheidend ist, ob ein Kandidat die Kriterien zur Vorauswahl verletzt und ausgeschlossen werden muss. Die Ergebnisse der Kühlplattenoptimierungen zeigen zudem, dass auch die Strömungsführung einen wesentlichen Einfluss auf Förderleistung und Bauraum hat.

Für die thermische Auslegung bedeutet dieses, dass alle drei Freiheitsgrade (Systemfreiheitsgrad, Kühlfläche am Modul und Strömungsführung) für die Auswahl des BTMS-Konzepts betrachtet werden müssen. Ein Konzeptentscheid ist nur ganzheitlich, und nicht anhand eines oder zwei isolierten Freiheitsgraden sinnvoll.

## **7.2 Analyse des Systemfreiheitsgrads**

### **Nachteile von aktiven Luftkühlungen gegenüber Kühlplattenkonzepten**

Im Kompaktklasse-Szenario gibt es für die aktive, direkte Luftkühlung in keiner der Variationen Vorteile hinsichtlich Bauraum oder Förderleistung gegenüber den Konzepten

mit Kühlplatten. Dieses gilt auch bei Temperierung der Luft auf verschiedene Einlass-temperaturen (Abschnitt 6.4). Auch im Stadtbusszenario zeigen sich keine signifikanten Vorteile der aktiven Luftkühlung.

Als Richtlinie lässt sich festhalten, dass eine aktive Luftkühlung gegenüber den Kühlplattenkonzepten mit Kühl- und Kältemittel hinsichtlich Bauraum und Förderleistung nicht vorteilhaft ist. Nur falls weitere Kriterien wie z. B. Kosten oder Verwendung vorhandener Spaltmaße hinzukommen, könnte eine aktive Luftkühlung als technisch sinnvolle Alternative in Betracht gezogen werden.

### **Vorteile und Limitierungen passiver Luftkühlung**

Falls eine passive Luftkühlung zur thermischen Auslegung ausreicht, ergibt sich weder für Bauraum noch Förderleistung ein Bedarf (vgl. Abschnitt 2.4).

Es müssen jedoch u. U. Alternativen betrachtet bzw. vorgehalten werden, da sich für die passive Luftkühlung besondere Einschränkungen ergeben: Abb. 6.8 zeigt für das Kompaktklasse-Szenario, wie die verfügbare Leistung mit steigender Umgebungs- bzw. Auslegungstemperatur abnimmt. Liegt die Auslegungstemperatur höher als die Moduloberflächentemperatur im optimalen Betriebspunkt, kann das Fahrzeug entweder nur im Derating-Bereich der Batterie oder gar nicht mehr betrieben werden (siehe Abb. 2.2). Außerdem können Temperaturdifferenzen während des Betriebs entstehen, z. B. aufgrund des Systemaufbaus. Bei passiven Systemen gibt es keine Möglichkeit zur Homogenisierung während des Betriebs.

Als Richtlinie lässt sich festhalten, dass eine passive Kühlung an Umgebungsluft, falls umsetzbar, die einfachste Lösung mit geringstem Aufwand ist. Hierfür ist jedoch eine zusätzliche Absicherung hinsichtlich Temperaturhomogenität und Betrieb bei hohen Außentemperaturen notwendig. Dies kann ggf. durch Kombination mit einem aktiven System geschehen.

### **Vorteile und Limitierung von Kühlmittelkühlungen über NTK**

Von den aktiven Systemen zeigt die Kühlmittelkühlung über NTK den geringsten Bedarf an Förderleistung. Die Luftkühlung benötigt hohe Volumenströme aufgrund der niedrigen Dichte. Für die CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlungen und Kühlmittel über Chiller ergibt sich eine hohe Verdichterleistung für den Betrieb des Kältekreislaufs, bzw. eine hohe Druckdifferenz des Kältemittels zwischen Hoch- und Niederdruck.

Zu beachten sind jedoch zwei Aspekte. Zum einen ist für die Kühlmittelkühlung über NTK aufgrund der hohen Einlasstemperatur auch die Anforderung an den Wärmedurchgang im Kontaktmaterial am höchsten. In Abschnitt 6.3 liegt diese für Kü Pri/Z über dem Grenzwert  $k_{KM,max}$  und eine technisch sinnvolle Realisierung ist zu überprüfen. Zum anderen ist die Einlasstemperatur stark von der Umgebungstemperatur abhängig, analog zur passiven Kühlung könnte die verfügbare Leistung bei hohen Temperaturen durch Derating eingeschränkt werden.

Die Kühlmittelkühlung über NTK sollte somit für den Einsatz bei niedrigen bis mittleren elektrischen Leistungen und in Märkten mit vergleichsweise moderaten Außentemperaturen gewählt werden, um hohe Reichweiten zu erzielen.

### **Vorteile von CO<sub>2</sub>-Kühlungen auf eigenem Druckniveau**

Grundsätzlich lässt sich bei der Verwendung des Kältekreislaufs eine Fluidtemperatur unterhalb der Außentemperatur realisieren. Dieses gilt sowohl für die Anwendung der Verdampfungskühlung im Batteriesystem als auch für die Koppelung über den Chiller.

In den Ergebnissen für das Kompaktklasse-Szenario zeigt sich, dass hierfür vor allem die CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau vorteilhaft ist. Sie weist gegenüber Kühlmittelkühlungen und Verdampfungskühlung auf FGR-Druckniveau den geringsten Bauraumbedarf im Batteriesystem auf (siehe Abb. 6.2, 6.4 und 6.6).

Zudem wird für die Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau die geringste Verdichterleistung benötigt, da gegenüber FGR-Druckniveau und Kühlmittelkühlung über Chiller der Verdampfungsdruck am höchsten ausfällt. Im Chiller ergibt sich der niedrigere Verdampfungsdruck aus der benötigten Temperaturdifferenz zwischen Kühl- und Kältemittel zur Wärmeübertragung.

Die CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau ist somit mit Hinsicht auf den möglichen Einsatzbereich, benötigten Bauraum und z. T. Förderleistung zu favorisieren. Durch eine gleichzeitige Optimierung der passiven Kühlungsanbindung ließe sich, wie zuvor genannt, die Vorteile beider Konzepte nutzen: Bei niedrigen Umgebungstemperaturen und Leistungen kann die passive Kühlung genutzt werden, bei hohen Umgebungstemperaturen und/oder Leistungen wird die CO<sub>2</sub>-Kühlung eingesetzt.

## **7.3 Vergleich der Kühlflächen am Modul**

### **Vergleich von ein- und zweiseitigen Kühlungen**

Zweiseitige Kühlungen besitzen das Potential, mehr Kühlleistung als einseitige Kühlungen abzuführen. Zudem zeigt sich z. B. in Abb. 6.6, dass auch die benötigte Förderleistung für die zweiseitige Kühlung geringer ausfällt. Die Ergebnisse der beiden Szenarien weisen jedoch auch auf den höheren Bauraumbedarf der zweiseitigen Kühlung hin.

Mithilfe der vorliegenden Arbeit können für beliebige Szenarien die Notwendigkeit einer zweiseitigen Kühlung bestimmt, und der zusätzliche Bauraumbedarf gegenüber einseitigen Kühlungen abgeschätzt werden.

### **Zwischenzellkühlungen**

Die Zwischenzellkühlung stellt eine Lösung dar, die für alle Szenarien optimale Konzepte zwischen Bauraum und Förderleistung liefert.

Hierbei gilt es jedoch drei Aspekte zu beachten. Erstens muss die Kühlung ins Modul integriert werden, falls die maximale Anzahl Zellen pro Kühlplatte kleiner ist als die



Anzahl Zellen pro Modul. Zweitens ergeben sich Temperaturdifferenzen zwischen den Zellen, falls mehr als eine Zelle pro Kühlplatte gestapelt wird. Drittens befindet sich die Zwischenzellkühlung, genau wie zumeist Seitenkühlungen, in der Ebene zur Anordnung der Module. In dieser Ebene konkurrieren somit Kühlstruktur und Module um den Bauraum.

Aus diesen Gründen wird empfohlen, die Zwischenzellkühlung nur umzusetzen, wenn ein- und zweiseitige Kühlungen nicht möglich sind.

## 7.4 Vergleich der Strömungsführungen

Für beide Szenarien und deren Variationen wurden eine Vielzahl an Kühlplattenoptimierungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tab. 7.1 zusammengefasst. Für jedes Szenario, deren Variationen und jeden Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Kühlfläche ist die optimale Strömungsführung anhand der Kriterien aus Abschnitt 5.5 aufgelistet. Diese ist als Tupel Module pro Wendel  $n_{MPW}$ , Pässe pro Wendel  $n_{pass}$ , Strömungsrichtung und hydraulischer Durchmesser  $d_h$  dargestellt.

**Tab. 7.1:** Auflistung optimaler Strömungsführungen für Kompaktklasse- und Stadtbus-Szenario inkl. Variationen und Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Kühlfläche

Kandidat	Szenario/Variation (Abschnitt): $n_{MPW}/n_{pass}/(\parallel/\perp)/d_h[\text{mm}]$				
	Komp. 6.1	Komp. 6.2	Komp. 6.3	Bus A.4	Bus A.5
Kü Pri/Z	1/2/ $\perp$ /2.1	-	1/2/ $\perp$ /1.5	1/5/ $\perp$ /5.9	1/2/ $\perp$ /1.1
Kü Pri/Y	-	-	-	1/5/ $\perp$ /3.8	1/3/ $\perp$ /1.1
Kü Pri/X	1/2/ $\perp$ /2.9	1/1/ $\perp$ /1.1	1/2/ $\perp$ /2.1	2/4/ $\parallel$ /3.7	1/1/ $\perp$ /1.1
Kü Pri/2Z	1/4/ $\perp$ /5.0	-	1/2/ $\perp$ /2.5	1/5/ $\perp$ /5.9	1/3/ $\perp$ /1.1
Kü Pri/2Y	-	-	-	1/5/ $\perp$ /3.7	1/3/ $\perp$ /1.1
Kü Sek/Z	1/2/ $\perp$ /2.4	-	1/2/ $\perp$ /2.0	-	-
Kü Sek/X	1/2/ $\perp$ /3.0	1/2/ $\perp$ /2.5	1/2/ $\perp$ /2.6	-	-
Kü Sek/2Z	1/4/ $\perp$ /6.2	-	1/4/ $\perp$ /4.5	-	-
CO <sub>2</sub> FGR/Z	1/2/ $\parallel$ /1.5	-	1/3/ $\parallel$ /1.6	-	-
CO <sub>2</sub> FGR/X	1/2/ $\perp$ /1.5	4/2/ $\perp$ /2.9	8/2/ $\perp$ /3.6	-	-
CO <sub>2</sub> FGR/2Z	2/2/ $\parallel$ /7.2	4/4/ $\perp$ /1.4	1/3/ $\parallel$ /7.1	-	-
CO <sub>2</sub> /Z	2/4/ $\parallel$ /1.1	-	4/3/ $\perp$ /1.2	-	-
CO <sub>2</sub> /X	4/2/ $\parallel$ /1.1	2/2/ $\parallel$ /1.1	2/2/ $\parallel$ /1.1	-	-
CO <sub>2</sub> /2Z	4/2/ $\parallel$ /1.1	4/4/ $\perp$ /1.3	2/4/ $\parallel$ /1.4	-	-

### 7.4.1 Auslegung der Kühlplatten für Kühlmittel

#### Einfluss der Verlustleistung

Beim Vergleich der beiden Szenarien zeigt sich, dass die abzuführende Wärmestromdich-

te an der Moduloberfläche die Ergebnisse der Kühlplattenoptimierung stark beeinflussen. Die Sensitivität der Kühlplattentopologie auf die Zielgröße der Förderleistung steigt mit zunehmender Verlustleistung, bei geringen Verlustleistungen hingegen ist die Auswahl der Topologie nur für den Bauraumbedarf relevant. Dieses wird im Anhang A.5 demonstriert.

Zudem zeigt sich, dass mit steigenden Verlusten die optimalen hydraulischen Durchmesser sinken. Für die Untersuchungen mit erhöhter Leistungsanforderung in den Abschnitten 6.2 und 6.3 ergeben sich für die Kühlmittelkühlungen geringere Durchmesser der Kühlkanäle gegenüber dem ursprünglichen Szenario. Durch geringere Durchmesser stehen mehr Kanäle zur Verfügung und die Gesamtoberfläche zum fluidseitigen Wärmeübergang steigt. Dementsprechend steigen allerdings durch die Wandreibung auch die benötigten Förderleistungen mit den Verlusten.

Die Richtlinie zur Auslegung einer Plattform aus Abschnitt 7.1 lässt sich dahingehend ergänzen, dass im Falle einer Kühlmittelkühlung die Strömungsführung anhand des größten Batteriesystems umgesetzt werden sollte. Somit ergibt sich auch für die kleineren Systeme ein Vorteil im benötigten Bauraum. Da die Auslegung der Kühlmittelpumpe ebenfalls am größten System geschehen muss, können für kleinere Systeme geringere hydraulische Durchmesser realisiert werden als für die Minimierung der Pumpleistung notwendig wäre.

### **Gestaltung des Kanaldurchmessers**

Die optimalen Kanaldurchmesser variieren vor allem mit der Auswahl der Kühlfläche. Beim Vergleich von ein- und zweiseitigen Kühlungen ergeben sich geringere Durchmesser für die einseitige Kühlung. Anhand der geringeren Durchmesser stehen mehr Kanäle zur Verfügung, und die Gesamtoberfläche zum fluidseitigen Wärmeübergang steigt. Für die zweiseitige Kühlung steht bereits von vornherein eine größere Gesamtoberfläche für den fluidseitigen Wärmeübergang zur Verfügung.

Als optimaler Durchmesser ergeben sich zumeist Werte zwischen 2 und 6 mm, in Einzelfällen darunter. Diese Werte liegen somit nahe der Fertigungsgrenze von 1.1 mm.

Als Richtlinie ist festzuhalten, dass für einseitige Kühlungen geringere Durchmesser als für zweiseitige und Zwischenzell-Kühlungen benötigt werden. Der hydraulische Durchmesser sollte 6 mm nicht übersteigen, und für höhere Leistungen sind geringere Durchmesser zu wählen.

### **Auswahl der Strömungsrichtung**

In allen betrachteten Ergebnissen der Kühlplattenoptimierungen für Kühlmittel zeigt sich, dass die Auswahl der Strömungsrichtung einen größeren Einfluss auf die Zielgrößen hat als die übrigen topologischen Variablen der Strömungsführung.

Strömt das Kühlmittel entlang der längeren Seite ( $\parallel$ ), erwärmt es sich in Flussrichtung stärker und es kommt zu höheren Temperaturdifferenzen im Modul. Dieses muss wiederum durch ein höheren Massenstrom bzw. Förderleistung ausgeglichen werden.

Als Richtlinie ist festzuhalten, dass die Auswahl der Strömungsrichtung entscheidend für das Kühlplattendesign sein kann. Die optimale Richtung lässt sich zumeist im Vorfeld anhand der Moduldimensionen und Wärmeleitfähigkeiten bestimmen.

### Notwendigkeit von Kühlwendeln

In fast allen Optimierungen ist eine starke Parallelisierung der Strömungsführung vorteilhaft. Wie in Abschnitt 5.6 beschrieben, liegen für Kühlmittel die minimalen Förderleistungen zumeist auf der Topologie mit maximaler Parallelisierung, d. h.  $n_{MPW} = 1$  und  $n_{pass} = 1$ . Im selben Abschnitt zeigt sich jedoch auch, dass eine Kühlplatte ohne Wendeln, d. h. ein einfacher Durchgang mit  $n_{pass} = 1$ , zu erhöhten Verlustleistungen in der Batterie aufgrund von Temperaturinhomogenitäten führt.

Lediglich in zwei Fällen ergeben sich auch bei  $n_{pass} = 1$  keine erhöhten Verlustleistungen. In der Variation des Kompaktklasse-Szenarios mit erhöhter Leistung, Abschnitt 6.2, und im Stadtbusszenario mit angepasster Zielfunktion, Anhang A.5, gilt dieses jeweils für die Kühlmittelkühlung über NTK und Zwischenzellkühlung.

Als eine Richtlinie lässt sich festhalten, dass die Kühlplatten für Kühlmittel mit Wendeln, d. h.  $n_{pass} > 1$ , zu konstruieren sind. Somit werden im Normalbetrieb Temperaturinhomogenitäten vermieden und nur bei sehr hohen elektrischen Leistungen gibt es einen Nachteil gegenüber  $n_{pass} = 1$ .

Als eine weitere Richtlinie zeigt sich, dass abgesehen von der Forderung  $n_{pass} > 1$ , eine Parallelisierung der Strömungsführung über mehrere Wendeln und zwischen den Modulen vorteilhaft ist.

#### 7.4.2 Auslegung der Kühlplatten für CO<sub>2</sub>

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Kühlplattenoptimierung für Konzepte mit CO<sub>2</sub>-Verdampfung im Batteriesystem betrachtet. Da die Ergebnisse im Allgemeinen weniger Regelmäßigkeiten aufweisen als die Optimierungen der Kühlmittelkonzepte, lassen sich nur zwei Richtlinien ableiten.

### Minimierung des Kanaldurchmessers

Wie zuvor beschrieben ergibt sich für den hydraulischen Durchmesser bei Optimierungen der Kühlplatten mit CO<sub>2</sub> auf eigenem Druckniveau fast immer die untere Grenze  $d_{h,min}$ . D. h. hier können sich u. U. noch Potentiale für den Bauraum durch die Anwendung von Mikrostrukturen ergeben.

### Gestaltung der Kanaltopologie

Für die Gestaltung der Kanaltopologie ( $n_{pass}$ ,  $n_{MPW}$ , Strömungsrichtung) lassen sich nur relativ unspezifische Richtlinien bzw. Aussagen treffen.

Für die CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau, wie z. B. in Tab. 5.5, zeigt sich, dass viele Topologien vergleichbare Förderleistungen und Bauräume aufweisen. Es

zeigen sich zwar Unterschiede in der Verdichterleistung zwischen Topologien hoher und geringer Parallelisierung, dieses könnte jedoch auf das Modell für den Wärmeübergang der Verdampfung zurückzuführen sein (siehe Abschnitt 5.6). Im Allgemeinen kann also davon ausgegangen werden, dass die Gestaltung der Kanaltopologie für CO<sub>2</sub> auf eigenem Druckniveau weniger relevant ist als für Kühlmittelkühlungen. Zur Auswahl einer Strömungsführung könnten weitere Kriterien wie z. B. Gewährleistung der Gleichverteilung berücksichtigt werden.

Für die CO<sub>2</sub>-Verdampfung auf Druckniveau des FGRs lassen sich keine besonderen Regelmäßigkeiten feststellen. Die Topologien der einzelnen Optimierungen weisen diverse Durchmesser und Förderleistungen ohne erkennbare Tendenz auf. Diese Ergebnisse deuten darauf hin, dass die numerische Optimierung und somit auch die Auslegung der Kühlplatte bei konstanten FGR-Druckniveau nicht notwendig ist. Da die Verdampfungstemperatur konstant niedrig ist, muss in der Optimierung der fluidseitige Wärmeübergang zur Einhaltung der Maximaltemperatur global gesehen nicht maßgeblich verändert werden. Es müssen lediglich die Temperaturdifferenzen eingehalten werden, deren lokale Berechnung wiederum stark vom Modell zum Wärmeübergang der Verdampfung abhängen.

Als eine Richtlinie zur Gestaltung der Kanaltopologien für CO<sub>2</sub>-Verdampfung auf eigenem Druckniveau lässt sich festhalten, dass die Auswahl der Topologie nur einen geringen Einfluss hat und es deshalb entsprechend Freiräume zur Betrachtung weiterer Aspekte gibt. Es gilt jedoch zu überprüfen, ob alle Topologien ein vergleichbares Verhalten zeigen, d. h. ob z. B. die Unterschiede für stark parallelisierte Strömungsführung nur durch das verwendete Modell zur Verdampfungskühlung begründet sind.

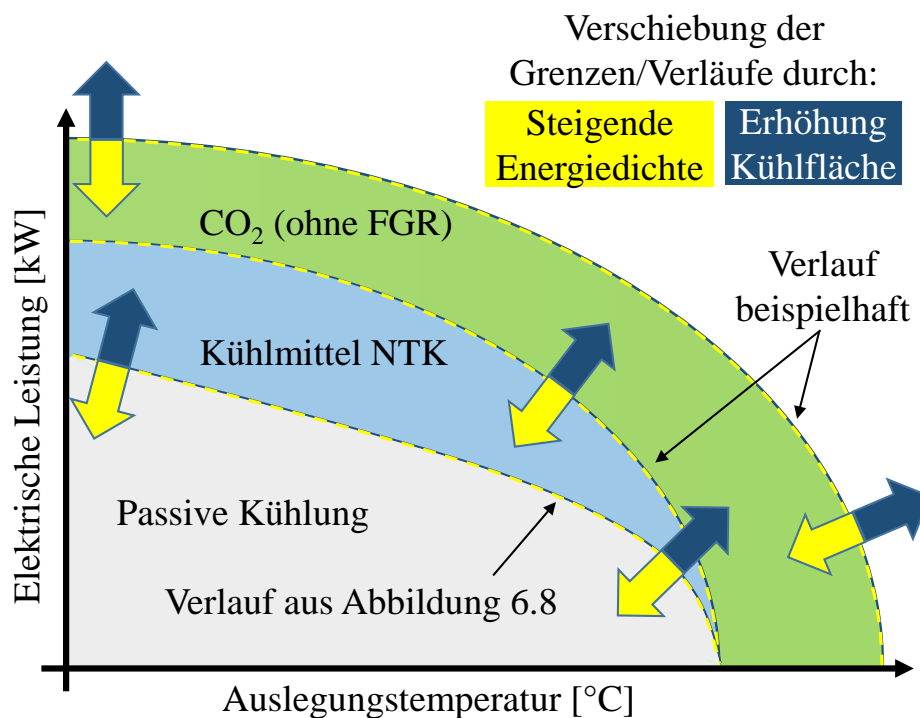
Als zweite Richtlinie lässt sich festhalten, dass die Kanaltopologie anhand eines passenden Druckniveaus ausgelegt werden sollte. Ist wie im Falle der CO<sub>2</sub>-Verdampfung auf FGR-Druckniveau die Verdampfungstemperatur zu gering, ergeben sich auch keine belastbaren Aussagen zur Auslegung der Strömungsführung und Kühlplatte.

## 7.5 Zusammenfassung der Richtlinien

Eine wesentliche Erkenntnis dieser Arbeit ist die erste Richtlinie bezüglich der thermischen Auslegung einer Plattform (Abschnitt 7.1). Es ist möglich, ein optimales BTMS für alle Batteriegrößen einer Plattform zu entwerfen, solange die C-Rate konstant ist.

Wie in Abschnitt 7.1 beschrieben, beeinflussen alle Freiheitsgrade die thermische Auslegung maßgeblich und sollten deshalb zusammen betrachtet werden. Aus den Ergebnissen der Abschnitte 7.2 und 7.3 wird deshalb eine Übersicht für die thermische Auslegung in Abb. 7.1 abstrahiert.

Aus dem Vergleich der Auswahlmöglichkeiten für den Systemfreiheitsgrad ergeben sich drei Möglichkeiten als vorteilhaft: Die passive Luftkühlung, die Kühlmittelkühlung über



**Abb. 7.1:** Abstraktion der qualitativen Richtlinien zur Auswahl eines optimalen BTMS-Konzepts in Abhängigkeit von Auslegungstemperatur und elektrischer Leistung

NTK und die CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau. Mit der Anwendung von Kühl- und Kältemitteln steigt auch der technische Aufwand zur Umsetzung, jedoch lassen sich höhere elektrische Leistungen realisieren. Die passive Luftkühlung kann nur geringere Leistungen bei gleicher Umgebungs- bzw. Auslegungstemperatur darstellen als die Kühlmittelkühlung. Für CO<sub>2</sub> ergeben sich noch höhere mögliche Leistungen, zudem wird der Einsatzbereich bzgl. der Auslegungstemperatur erhöht.

Es ergeben sich somit Grenzen zum Einsatz dieser drei Möglichkeiten. Für das Kompaktklasse-Szenario wurde die Grenze der passiven Luftkühlung in Abb. 6.8 berechnet. Für Kühlmittel über NTK und CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau sind die Grenzen in Abb. 7.1 nur beispielhaft bzw. qualitativ eingezeichnet. Je nach Anforderung an die elektrische Leistung und betrachteter Umgebungstemperatur zur Auslegung ist der Einsatz einer dieser drei Möglichkeiten optimal.

Anhand der Freiheitsgrade Kühlfläche und Strömungsführung ist es möglich, die Grenzen zwischen den Systemfreiheitsgraden zu verschieben. Durch z. B. eine zweiseitige Kühlung oder optimierte Strömungsführung wird der Wärmeübergang verbessert. Es lassen sich für alle drei Möglichkeiten höhere Leistungen realisieren oder der Einsatz bei höheren Umgebungstemperaturen wird ermöglicht. Somit ergeben sich die Paretofronten der Ergebnisdiagramme, bei denen zumeist zwischen CO<sub>2</sub>-Kühlung mit kleinem Bauraumbedarf gegenüber Kühlmittel NTK mit größerem Bauraumbedarf abgewogen werden muss.

Dem gegenüber steht die Prognose steigender Energie- und somit auch Leistungsdichten der Zellen als Randbedingung zur thermischen Auslegung. Durch höhere Energiedichten werden die Grenzen zwischen den drei Möglichkeiten in die andere Richtung verschoben und der Einsatz von passiver Kühlung oder Kühlmittelkühlung über NTK wird erschwert. Für sehr hohe Leistungen könnte auch die CO<sub>2</sub>-Kühlung zukünftig nicht mehr ausreichen, sollte die Energiedichte stark ansteigen.

Mithilfe der vorgestellten Methodik wird es zudem ermöglicht, diese Abstraktion bzw. Abwägung der Konzepte auch quantitativ zu erfassen. Ohne eine quantitative Ermittlung der Grenzen bzw. Ergebnisdiagramme ist die Abb. 7.1 nur bedingt hilfreich zur Identifikation eines optimalen BTMS-Konzepts. Auch die übrigen Richtlinien sind z. T. allgemein gehalten. Ein wesentlicher Beitrag dieser Arbeit liegt deshalb in der Möglichkeit, diese anhand des neuen Prozesses zur thermischen Auslegung für ein beliebiges Szenario quantifizieren zu können.

Hiervon ausgenommen sind die Richtlinien zur Gestaltung der Kühlplatte in Abschnitt 7.4. Vor allem für Kühlmittel-Kühlungen konnten einige quantifizierte Aussagen getroffen werden, anhand derer die Auslegung bzw. Entwicklung von Kühlplatten erheblich beschleunigt bzw. verbessert werden kann.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Das Thermomanagement von Lithium-Ionen-Zellen beeinflusst maßgeblich Leistung, Reichweite, Alterung und Sicherheit von elektrifizierten Fahrzeugen. Zur Umsetzung eines Batteriethermomanagementsystems finden sich in Wissenschaft und Technik diverse Konzepte. Die bisher diskutierten BTMS-Konzepte wurden in dieser Arbeit durch insgesamt sechs Freiheitsgrade unterschieden: Auswahl des Fluids zur Wärmeübertragung, aktive oder passive Systeme, direkter oder indirekter Wärmedurchgang vom Modul zum Fluid, Integration des BTMS ins Fahrzeug, Auswahl der Kühlfläche am Modul und die Gestaltung der Strömungsführung von Kühlplatten. In der Literatur gibt es bereits zahlreiche Ansätze auf Basis von Simulation und z. T. Optimierung, einzelne oder mehrere dieser Freiheitsgrade zu erfassen. Vor allem der Einsatz von Luft als Fluid ist gut untersucht. Es fehlte jedoch bisher an einem umfassenden Prozess zur Erfassung und Bestimmung aller sechs Freiheitsgrade.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein solcher Prozess erarbeitet. Ausgehend von dem zu betrachtenden Szenario aus Fahrzeug, Klima und zu verbauendem Modul ist es das Ziel des Prozesses, einen quantifizierten Konzeptentscheid zwischen den verschiedenen Kombinationen der sechs Freiheitsgrade zu ermöglichen. Hierfür wurden die benötigte Förderleistung des Fluids, der Bauraum für die Kühlung und der benötigte Wärmedurchgangskoeffizient im Kontaktmaterial zwischen Modul und Kühlplatte als Zielgrößen bestimmt.

In dieser Arbeit wurden die Kombinationsmöglichkeiten aus den Freiheitsgraden Fluid, Systemantrieb, Wärmedurchgang und Integration ins FTMS auf sechs technisch sinnvolle Kombinationen reduziert. Diese sechs Auswahlmöglichkeiten umfassten passive und aktive Luftkühlung, Kühlmittelkühlung über Niedertemperaturkühler oder Chiller sowie CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau und auf Druckniveau des Fahrgastraums. Somit wurden die ersten vier Freiheitsgrade im Vorfeld des Prozesses in den neuen Systemfreiheitsgrad überführt.

Für die Kombinationen aus den unterschiedlichen Kühlflächen am Modul und den sechs Auswahlmöglichkeiten des Systemfreiheitsgrads wurde der Begriff der Kandidaten eingeführt. Als erster Teil der Auswertung im Prozess wurde eine Analytik zur Vorauswahl geeigneter Kandidaten erstellt. Die Analytik ermöglicht es, jeden Kandidaten einzeln auf verschiedene Kriterien hin zu überprüfen und ggf. auszuschließen. Hierfür wurde bereits in den Grundlagen eine Vorgehensweise zur Berücksichtigung dynamischer Fahrprofile für stationäre Berechnungen eingeführt.

Als zweiter Teil zur Auswertung im Prozess wurde die Kühlplattenoptimierung erarbeitet. Für die Kühlplattenkonzepte beim Einsatz von Kühlmittel und CO<sub>2</sub> als Kältemittel musste der zusätzliche Freiheitsgrad Strömungsführung festgelegt werden. Es wurden

die entsprechenden Modelle und eine Optimierung etabliert. Hierfür wurde die Strömungsführung anhand physikalischer und topologischer Parameter dargestellt.

Der Prozess inkl. Analytik und Kühlplattenoptimierung wurde mehrmals angewandt und die Ergebnisse vorgestellt. Es wurde ein Kompaktklasse-Szenario inkl. mehrerer Variationen untersucht. Diese Ergebnisse sowie ein Stadtbusszenario dienten als Grundlage für die Induktion von allgemeingültigen Richtlinien zur thermischen Auslegung von Fahrzeug-Batteriesystemen. Es wurden diverse Richtlinien identifiziert, von denen die wichtigsten im Folgenden zusammengefasst werden.

Als erstes zeigte sich, dass für die Entwicklung einer Plattform ein einheitliches, optimales BTMS-Konzept über die verschiedenen Batteriegrößen gefunden werden kann.

Zudem wurde eine zunehmende Verschärfung bzw. Relevanz der thermischen Auslegung aufgrund steigender Energiedichten prognostiziert. Hieraus könnte sich ein Trend zu mehrseitigen Kühlungen und Verdampfungskühlungen entwickeln.

Eine weitere Richtlinie umfasst die Auswahl des Systemfreiheitsgrads. Die drei Varianten passive Luftkühlung, Kühlmittelkühlung über NTK und CO<sub>2</sub>-Verdampfungskühlung auf eigenem Druckniveau zeigen deutliche Vorteile gegenüber den betrachteten Alternativen. Die drei genannten Möglichkeiten sind zu favorisieren, jedoch ist nur eine gleichzeitige Berücksichtigung aller Freiheitsgrade zur Auswahl eines optimalen BTMS-Konzepts sinnvoll.

Es wurden mehrere quantifizierte Richtlinien für die Auslegung bzw. Optimierung der Strömungsführung induziert, anhand derer eine deutliche Beschleunigung bzw. Verbesserung der Entwicklung von Kühlplatten für Batteriesysteme zu erwarten ist. Diese umfassen sowohl die Topologie der Kühlplatte als auch die Dimensionierung der Kanäle.

Der Beitrag dieser Arbeit liegt somit in den allgemeingültigen Richtlinien und im Prozess zur thermischen Auslegung inkl. Analytik und Kühlplattenoptimierung. Anhand des Prozesses wird es ermöglicht, die verschiedenen Konzepte nicht nur systematisch zu erfassen, sondern auch zu quantifizieren. Durch Anwendung des Prozesses kann der Konzeptentscheid zur thermischen Auslegung bereits frühzeitig für ein beliebiges Szenario abgesichert werden.

In zukünftigen Arbeiten ließe sich eine Verbesserung des Prozesses erreichen, indem auch transiente Vorgänge wie z. B. Schnellladezeiten und Heizvorgänge als Kriterien zur Auswahl eines optimalen BTMS berücksichtigt werden. Hierfür wäre eine Anpassung der verwendeten Modelle zur transienten Berechnung notwendig.

Als Eingangsgrößen zur thermischen Auslegung wurden für die maximale Zelltemperatur und Temperaturspreizungen Annahmen getroffen, die bisher nicht detaillierter quantifiziert wurden. Die thermische Auslegung ließe sich in Zukunft weiter verbessern, indem durch ein besseres Verständnis des Alterungsprozesses die Anforderungen genauer spezifiziert werden.



# Nomenklatur

## Abkürzungen

ACEA	Europäischer Automobilherstellerverband
B	Orientierungsrichtung des Simulationsmodells (Back)
BAT	Batteriesystem
BEV	Battery Electric Vehicle
BMS	Battery Management System
BTMS	Batteriethermomanagementsystem
C-Rate	elektrische Leistung bezogen auf Energieinhalt
C-Segment	Fahrzeugklassifizierung (Mittelklasse)
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
E	Orientierungsrichtung des Simulationsmodells (East)
F	Orientierungsrichtung des Simulationsmodells (Front)
FGR	Fahrgastraum
FTMS	Fahrzeugthermomanagementsystem
HEV	Hybrid Electric Vehicle
Kü Pri	Kühlmittel über Primärkreis/NTK
Kü Sek	Kühlmittel über Sekundärkreis/Chiller
MEB	Modularer Elektrifizierungs-Baukasten
mHEV	mild Hybrid Electric Vehicle
MOPSO	Multi-Objective Particle Swarm Optimization
N	Orientierungsrichtung des Simulationsmodells (North)
NFZ	Nutzfahrzeug
NSGA	Non-dominating Sorting Genetic Algorithm
NTK	Niedertemperaturkühler
OCV	Open Circuit Voltage
PCM	Phase Change Material
PEP	Produktentstehungsprozess
PHEV	Plug-In Hybrid Electric Vehicle
PKW	Personenkraftwagen
PTC	Kaltleiter (temperaturabhängiger Widerstand)
R	Mantelkühlung Rundzelle
R1234yf	Kältemittel (Tetrafluorpropen)
R134a	Kältemittel (Tetrafluorethan)
RC	Ersatzschaltbild aus Innenwiderständen und Kondensatoren
S	Orientierungsrichtung des Simulationsmodells (South)
SoC	State of Charge

SQP	Sequential Quadratic Programming
SUV	Sport Utility Vehicle
TIL	Simulationssoftware der Firma TLK Thermo GmbH
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
W	Orientierungsrichtung des Simulationsmodells (West)
WÜ	Wärmeübertrager
X	Zwischenzellkühlung
Y	Seitenkühlung
Z	Bodenkühlung
2R	Umströmung Rundzelle
2Y	Doppelte Seitenkühlung
2Z	Boden- und Deckelkühlung

### Lateinische Buchstaben

$A$	Fläche	$p$	Druck
$b$	Breite	$P$	Leistung
$Bi$	Biot-Zahl	$Pe$	Pecletzahl
$c$	spezifische Wärmekapazität	$Pr$	Prandtl-Zahl
$c$	Dynamikfaktor	$\dot{q}$	Wärmequellichte
$C$	elektrische Kapazität	$\dot{Q}$	Wärmestrom
$d$	Durchmesser	$\dot{Q}$	Wärmequelle
$d$	Abstand	$r$	Radius
$E$	Energie	$R$	elektrischer Widerstand
$h$	Höhe	$R$	thermischer Widerstand
$h$	spezifische Enthalpie	$Re$	Reynoldszahl
$I$	elektrischer Strom	$t$	Zeit
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	$T$	Temperatur
$k$	Wärmeübergangskoeffizient	$U$	Spannung
$l$	Länge	$v$	Geschwindigkeit
$L$	elektrische Ladungsmenge	$V$	Volumen
$m$	Masse	$\dot{V}$	Volumenstrom
$\dot{m}$	Massenstrom	$w$	Breite
$n$	Anzahl	$x$	Position
$n$	Drehzahl	$\dot{x}$	Strömungsdampfgehalt
$Nu$	Nusseltzahl	$X$	dimensionslose Länge
$p$	Optimierungsparameter	$z$	Korrekturfaktor Druckverlust

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Konv. Wärmeübergangskoeffizient	$\phi$	Flächennutzungsgrad Kühlplatte
$\Delta$	Differenz	$\sigma$	Standardabweichung
$\eta$	Wirkungsgrad	$\rho$	Dichte
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$\tau$	Zeitkonstante
$\lambda$	Gewichtungsfaktor	$\theta$	Winkel
$\nabla$	Nabla-Operator	$\zeta$	Wandreibungszahl

## Indizes (nur Abkürzungen)

<i>A</i>	Auslegung	<i>M</i>	Mantelfläche Rundzelle
<i>b</i>	Breite	<i>m</i>	mittlerer Wert
<i>coil</i>	Kühlwendel	<i>max</i>	Maximum/obere Grenze
<i>e</i>	Ersatz	<i>min</i>	Minimum/untere Grenze
<i>eff</i>	effektiv	<i>mod</i>	Modul
<i>el</i>	elektrisch	<i>MOF</i>	Moduloberfläche
<i>f</i>	Zählvariable (Fluide)	<i>MPW</i>	Module pro Wendel
<i>F</i>	Fluid	<i>Nenn</i>	Nennwert
<i>FGR</i>	Fahrgastraum	<i>norm</i>	normiert (auf Referenzwert)
<i>FZG</i>	Fahrzeug	<i>NTK</i>	Niedertemperaturkühler
<i>G</i>	Gasphase	<i>OC</i>	Open Circuit
<i>Ges</i>	Gesamt	<i>out</i>	Auslass
<i>GP</i>	Gappad	<i>p</i>	isobar
<i>h</i>	hydraulisch	<i>p</i>	Puls
<i>h</i>	Höhe	<i>pass</i>	Pässe einer Kühlwendel
<i>HP</i>	Hochdruck	<i>Ref</i>	Referenzwert
<i>i</i>	Zählvariable	<i>rev</i>	reversibel
<i>i</i>	innen	<i>S</i>	Sieden
<i>in</i>	Einlass	<i>soll</i>	Sollwert
<i>irr</i>	irreversibel	<i>sys</i>	System
<i>isen</i>	isentrop	<i>turb</i>	turbulent
<i>j</i>	Zählvariable	<i>Umg</i>	Umgebung
<i>K</i>	Kühlung	<i>v</i>	isochor
<i>KM</i>	Kontaktmaterial	<i>Verd</i>	Verdichter
<i>KP</i>	Kühlplatte	<i>WP</i>	Wärmepumpe
<i>l</i>	Länge	<i>X</i>	Zwischenzellkühlung
<i>L</i>	Flüssigphase	<i>Z</i>	Zelle
<i>lam</i>	Laminar	<i>ZK</i>	Zellen pro Kühlplatte
<i>log</i>	logarithmisch	<i>ZZ</i>	zwischen zwei Zellen
<i>LP</i>	Niederdruck	<i>ZPM</i>	Zellen pro Modul



## Anhang A: Stadtbus-Szenario

Im Kontrast zum Kompaktklasse-Szenario wird im zweiten Szenario ein BEV-Stadtbus für die Stadt Moskau betrachtet. In diesem Kapitel werden zunächst die Eingangsgrößen zur Beschreibung des Szenarios vorgestellt. Es folgen die Vorauswahl und die Optimierungsergebnisse der Kühlplattenkonzepte. Das Ergebnisdiagramm der Zielgrößen für den Konzeptentscheid wird im Anschluss vorgestellt. Abschließend erfolgt eine Analyse der Ergebnisse bei Variation der Zielfunktion für die Kühlplattenoptimierung. Die Ergebnisse dienen ebenso wie das erste Szenario zur Induktion der Richtlinien in Kapitel 7.

### A.1 Beschreibung des Szenarios

Mittel- bis langfristig werden elektrifizierte Stadtbusse mit einer Reichweite von über 250km benötigt [128]. In Anlehnung an den Mercedes Benz eCitaro wird deshalb ein Energieinhalt von 248kWh gewählt [129]. Zur thermischen Auslegung wird die Anforderung an die mittlere elektrische Leistung  $P_{el}$  benötigt. Als erster Anhaltspunkt steht die mittlere Motorleistung aus dem ACEA Urban Fahrzyklus für Stadtbusse zur Verfügung [130]. Diese fällt mit 22.6kW sehr gering aus, und es gilt folgende Punkte zu berücksichtigen: Zum einen handelt es sich um die Leistung eines Verbrennungsmotors, die Anteile der elektrischen Rekuperationsleistung und für Ladevorgänge sind deshalb nicht berücksichtigt. Zum anderen liegt die Maximalleistung im Falle des eCitaro mit 250kW sehr viel höher [129].

Unter Berücksichtigung dieser Punkte wird für diese Arbeit ein künstlicher Zyklus erstellt, bei dem sich jeweils 40min Fahrt mit 10min Schnellladen abwechseln. Die Fahrleistung beträgt 75kW, die Ladeleistung -200kW. Dies entspricht einer zeitlich mittleren elektrischen Leistung von 100kW (Betragswerte). Als Pulsdauer  $t_p$  wird 40min als konservativer Wert übernommen. Die mittlere Geschwindigkeit entspricht 18.3km/h aus dem ACEA Urban Fahrzyklus [130].

Als Einsatzort wird Moskau gewählt, um das erste Szenario u. a. anhand einer niedrigeren minimalen Umgebungstemperatur zu kontrastieren. Ebenso wie im ersten Szenario wird die maximal verfügbare Heiz- und Kühlleistung der modularen Klimaanlage anhand von [107] bestimmt. Demnach ist bei  $T_{Umg,min} = -22.4^{\circ}\text{C}$  ein Einsatz der Wärmepumpe zum Batterie-Heizen im Stadtbus-Szenario nicht möglich. Somit ist für alle Konzepte eine PTC-Heizung erforderlich.

Außerdem muss die Auslegungstemperatur spezifiziert werden. Der Stadtbus muss unter allen Bedingungen die nötige Leistung bringen, um die Umlaufpläne einzuhalten. Deshalb erfolgt die thermische Auslegung anhand der tatsächlichen Maximaltemperatur von

Moskau. Die Daten zu minimaler und maximaler Umgebungstemperaturen stammen aus der Dissertationsschrift von Peteranderl [130]. Die drei Größen  $T_{HP}$ ,  $p_{HP}$  und  $T_{FGR}$  zur Beschreibung des Kältekreislaufes beim Kühlen und Innenraumklimatisierung stammen ebenfalls von Peteranderl [130] und sind für den elektrifizierten Stadtbus spezifiziert. Die Anforderungen und Randbedingung werden in Tab. A.1 zusammengefasst.

Als Komponente im Batteriesystem wird das prismatische Modul verwendet, siehe Abschnitt 5.7.1. Für die Kühlplatte werden dieselben Randbedingungen als Eingangsgrößen wie im ersten Szenario betrachtet. Die Daten für Modul und Randbedingungen der Kühlplatte im Stadtbus-Szenario sind ebenfalls in Tab. A.1 zusammengefasst.

## A.2 Ergebnis der Vorauswahl

Es werden insgesamt 202 Module vom prismatischen Modul benötigt. Obwohl eine große Anzahl an Zellen benötigt wird, fallen die Gesamtverluste aufgrund der geringen C-Rate sehr viel geringer aus als im Kompaktklasse-Szenario. Diese Beobachtung stützt die These aus Abschnitt 3.4, dass die Auswahl der elektrischen Leistung den größten Einfluss auf die thermische Auslegung hat.

Die Vorauswahl zeigt, dass aufgrund der geringen Verluste und des großen Energieinhalts des Batteriesystem alle Kandidaten aus Systemfreiheitsgrad und Kühlfläche uneingeschränkt umsetzbar sind. Auf eine Darstellung dieses Ergebnisses wird verzichtet.

Es ergibt sich, dass die Anforderung an den minimalen Wärmedurchgangskoeffizienten im Kontaktmaterial sich in allen Fällen unter  $300 \text{ W/m}^2\text{K}$  befindet, zumeist sogar unter  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Dies bedeutet, dass die Module eher gegen die Kühlung thermisch isoliert anstatt angebunden werden müssen. Ansonsten ergibt sich eine niedrigere Modultemperatur, und aufgrund des Warmleiter-Verhaltens der Zellen kommt es zu erhöhten Verlusten.

Es stellt sich also die Frage, welche der betrachteten Kandidaten weitergehend analysiert werden sollten, wenn die passive Anbindung an die Umgebungsluft bereits ausreichend ist. Es gibt zwei maßgebliche Gründe, aus denen zumindest eine Alternative vorgehalten werden sollte:

Zum einen für den Fall, dass die Leistungsanforderung für die Auslegung unterspezifiziert sein sollte. Die Leistungsgrenze für passive Bodenkühlung und  $T_A = 29.7^\circ\text{C}$  liegt bei einer mittleren Leistung von  $P_{el} = 202 \text{ kW}$ . Laut [128] wird für Gelegenheitslader eine Ladeleistung von mindestens  $300 \text{ kW}$  benötigt, um mehr als 50 % der Umlaufpläne zu bedienen.

Zum anderen wird in Abschnitt 4.2 erwähnt, dass im Ladefall keine erzwungene Konvektion für die passive Kühlung vorliegt. Der konvektive Wärmeübergang wird für das

Laden somit geringer ausfallen als angenommen und die maximale mittlere Leistung  $< 202 \text{ kW}$  sein.

Für die weitere Analyse werden die Auswahlmöglichkeiten des Systemfreiheitsgrades mit Einsatz der Klimaanlage vernachlässigt. Da die Kühlmittelkühlung über NTK bereits für alle Kühlflächen ausreicht, ist weder eine Koppelung über Chiller noch eine Verdampfungskühlung sinnvoll.

Deshalb stellt sich für den Konzeptentscheid die Frage, ob aktive Luftkühlung oder Kühlmittelkühlung über NTK als Alternative zur passiven Kühlung vorgehalten werden sollte. Dieses ist weiterhin in Abhängigkeit des Freiheitsgrads Kühlfläche und für optimierte Strömungsführungen zu betrachten.

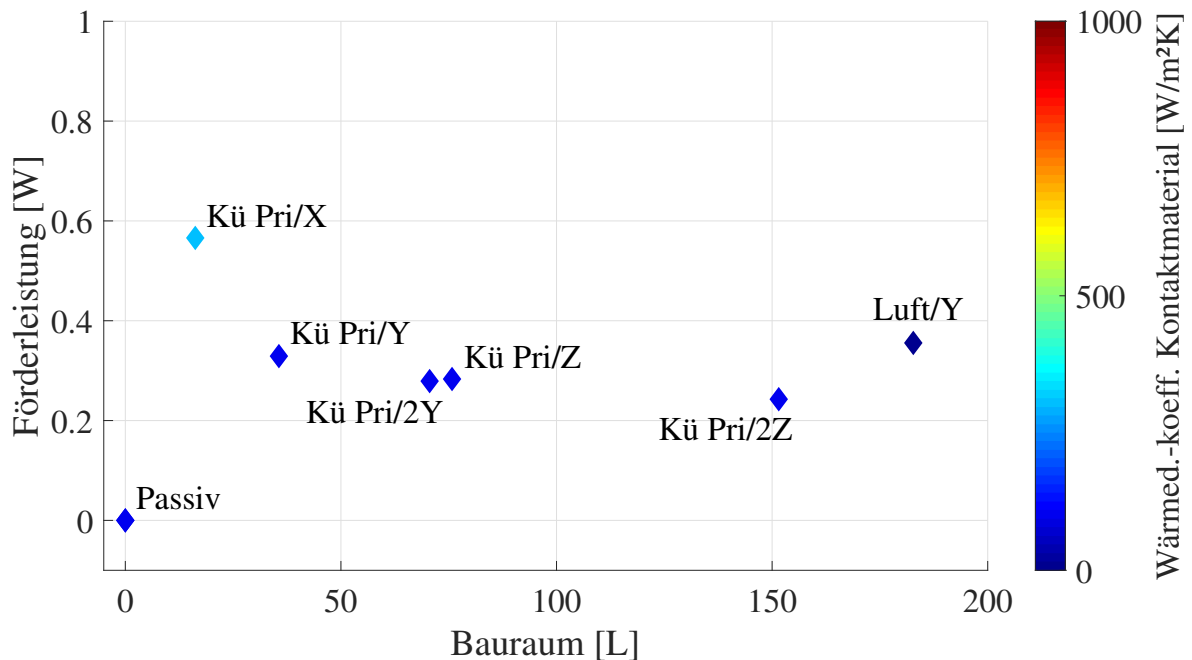
### A.3 Ergebnisse der Kühlplattenoptimierungen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Kühlplattenoptimierungen für die Kühlmittelkühlung über NTK zusammengefasst. Im Allgemeinen lässt sich sagen, dass die Förderleistungen sehr gering ausfallen, d. h. hohe Strömungsgeschwindigkeiten werden weder für einen verbesserten Wärmeübergang noch für Einhaltung der Temperaturhomogenität benötigt. In der Ergebnisanalyse zeigt sich, dass die Nebenbedingung der Temperaturhomogenität  $\Delta T_{ZZ,max} \leq 2 \text{ K}$  sehr viel öfter als im Kompaktklasse-Szenario erreicht wird. Zudem wird im Stadtbus-Szenario nicht für alle Konzepte die Maximaltemperatur  $T_{max}$  als optimaler Betriebspunkt erreicht (siehe vorangegangener Abschnitt).

Bei der weiteren Analyse der Optimierungsergebnisse zeigt sich, dass die Boden- und Seitenkühlungen (Z, 2Z, Y, 2Y) alle einen vergleichbaren Verlauf aufzeigen. So liegen die optimalen Topologien zumeist zwischen  $d_h = 3$  und  $6 \text{ mm}$ , zudem ist die senkrechte Strömungsrichtung vorteilhaft. Als Beispiel hierfür ist das Ergebnis für die einfache Seitenkühlung (Kü Pri/Y) in Tab. A.2 dargestellt. Durch eine höhere Anzahl an Pässen pro Wendel werden die Temperaturdifferenzen und somit die Verluste weiter minimiert, siehe Abschnitt 5.6. Deshalb wird für alle vier Kühlflächen  $n_{MPW} = 1$ ,  $n_{pass} = 5$  und senkrechte Strömungsrichtung gewählt (KP1 in Tab. A.2).

Für die Zwischenzellkühlung zeigt sich ein anderes Ergebnis der Optimierung, sowohl im Vergleich zu den anderen Kühlflächen für das Stadtbus-Szenario, als auch zu den Ergebnissen für Kühlmittelkühlungen im Kompaktklasse-Szenario in Abschnitt 5.6. Für den Fall der Zwischenzellkühlung im Stadtbus-Szenario ist die parallele gegenüber der senkrechten Strömungsführung vorteilhaft im Bezug auf die Pumpleistung. Eine weitere Analyse, z. B. anhand von Feldberechnungen wäre an dieser Stelle sinnvoll, um die hohen Förderleistungen für die senkrechte Strömungsrichtung gegenüber den anderen Ergebnissen für das Stadtbus-Szenario zu plausibilisieren.

## A.4 Ergebnisse des Auslegungsprozesses



**Abb. A.1:** Ergebnisdiagramm für das Stadtbusszenario. Die weiteren Konzepte mit aktiver Luftkühlung liegen außerhalb der Darstellung.

Das Ergebnisdiagramm für das Stadtbusszenario findet sich in Abb. A.1. Nicht alle Konzepte befinden sich innerhalb der Darstellung. Insgesamt zeigen sich nur geringe Abweichungen zwischen den benötigten Leistungen: Bis auf die aktive Luft- mit Zwischenzellkühlung (Luft/X) sind alle benötigten Förderleistungen mit  $< 1$  W nicht signifikant, auch für Luft/X fällt sie mit 8.3 W sehr gering aus. Hierfür ergibt sich zudem der geringste Bauraumbedarf mit knapp 7 Liter. Die benötigten Bauräume zeigen größere Abweichungen untereinander als die Leistung. Die Kühlmittelkonzepte liegen zwischen 16 L (Kü Pri/X) und 151 L (Kü Pri/Z). Das Maximum der aktiven Luftkühlungen liegt bei 400 L (Luft/2Y).

Als Alternative zur passiven Kühlung muss zwischen minimalen Förderleistungen von einfacher/doppelter Seitenkühlung mit Kühlmittel (Kü Pri/Y bzw. 2Y) oder minimalen Bauräumen von Zwischenzellkühlungen mit Luft bzw. Kühlmittel (Luft/X bzw. Kü Pri/X) entschieden werden. Für alle betrachteten Konzepte kommt zum Heizen nur der Einsatz des PTCs in Frage, der Konzeptentscheid wird hiervon also nicht beeinflusst.

## A.5 Variation der Zielfunktion für minimalen Bauraum

Im nächsten Schritt wird eine alternative Zielfunktion der Kühlplattenoptimierung betrachtet. Das Ergebnisdiagramm A.1 zeigt sowohl geringe absolute Förderleistungen als

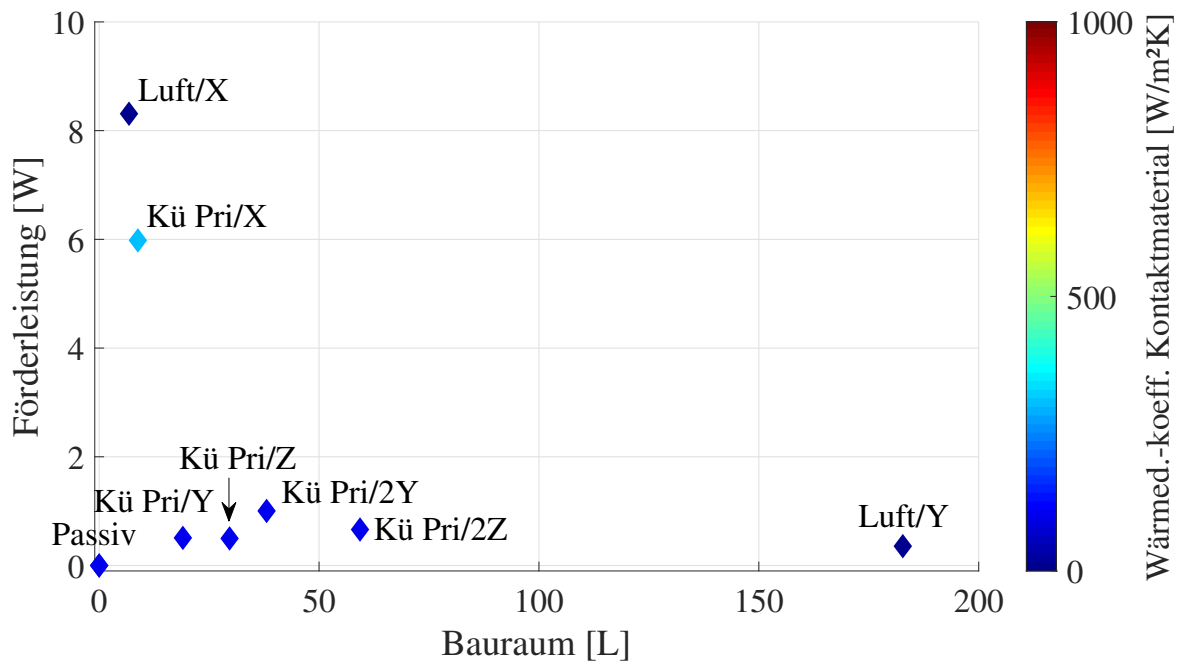


auch Abweichungen diesbezüglich zwischen den Konzepten. Zwischen den Bauräumen liegen hingegen z. T. verschiedene Größenordnungen. Deshalb soll der Bauraum weiter minimiert werden, da die Pumpleistung in jedem Fall bereits sehr gering ausfällt. Die Pumpleistung als bisher betrachtete Zielfunktion wird durch den hydraulischen Kanaldurchmesser  $d_h$  ersetzt. Das Optimierungsproblem wird somit umformuliert zur Gleichung:

$$\begin{aligned} \min_p \quad & d_h \\ \text{s.t.} \quad & T_i \leq T_{max} \quad i \in \{1, \dots, n\} \\ & \max(T_i) - \min(T_i) \leq \Delta T_{ZZ,max} \quad i \in \{1, \dots, n\} \end{aligned}$$

Die Ergebnisse der Kühlplattenoptimierungen für Kühlmittel über NTK ähneln qualitativ den Ergebnissen für die CO<sub>2</sub>-Optimierungen für das erste Szenario in Abschnitt 5.6. Fast alle Topologien lassen sich bis auf den minimalen Durchmesser  $d_{h,min} = 1.1$  mm bringen. Die Pumpleistungen variieren hierbei zwischen  $< 1$  W und ca. 20 W.

Das Ergebnisdiagramm zum Konzeptentscheid findet sich in Abb. A.2. Der Bauraum für alle Kühlmittelkühlungen ist gegenüber Abb. A.1 um fast die Hälfte reduziert, für die ein- und zweiseitige Bodenkühlung (Z/2Z) sind es 60 % weniger Bauraumbedarf. Lediglich für Kü Pri/X ist die Förderleistung signifikant gestiegen, diese ist in diesem Fall nun sowohl hinsichtlich Bauraum als Förderleistung vergleichbar zur Zwischenzellkühlung mit Luft (Luft/X).



**Abb. A.2:** Ergebnisdiagramm für das Stadtbus-Szenario mit hydraulischen Durchmesser der Kühlkanäle als Zielfunktion der Kühlplattenoptimierung

Im Vergleich mit den Ergebnissen für die ursprüngliche Zielfunktion bedeutet dieses, dass der zusätzliche Bauraumbedarf der Kühlmittelkühlungen gegenüber Luft/X geringer ausfällt, dabei der Vorteil geringerer Förderleistungen erhalten bleibt. Als Zielfunktion für die Kühlplattenoptimierung sollte dementsprechend der minimale Durchmesser anstatt der Pumpleistung gewählt werden.

**Tab. A.1:** Eingangsgrößen des Stadtbus-Szenarios zur thermischen Auslegung des Batteriesystems (BEV-Stadtbus)

Größe	Bedutung	Anforderungen an das Batteriesystem
$E_{Ges}$	248 kWh	Energieinhalt Gesamtsystem
$P_{el}$	100 kW	Mittlere elektrische Leistung im Belastungszyklus
$T_{max}$	40 °C	Maximale Zelltemperatur (siehe 2.3)
$\Delta T_{Z,max}$	10 K	Max. Temperaturdifferenz innerhalb Zelle (2.3)
$\Delta T_{ZZ,max}$	2 K	Max. Temperaturdifferenz Zelle zu Zelle (2.3)
Größe	Bedutung	Randbedingungen Fahrzeug und Klima
$v_{FZG}$	18.3 km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit bei $P_{el}$ [130]
$t_p$	40 min	Typische Pulsdauer im Belastungszyklus
$T_A$	29.7 °C	Auslegungstemperatur der Umgebungsluft (Kühlen)
$T_{Umg,min}$	-22.4 °C	Min. Umgebungstemperatur (Heizen)
Größe	Bedutung	Spezifikation des Moduls und verbauter Zelle
$m$	11.7 kg	Masse
$l$	0.320 m	Länge des Moduls
$b$	0.148 m	Breite des Moduls
$h$	0.095 m	Höhe des Moduls
$c_p$	1050 J/kgK	Mittlere spezifische Wärmekapazität des Moduls
$\lambda_l$	5 W/mK	Wärmeleitfähigkeit in der Länge $l$
$\lambda_b$	19 W/mK	Wärmeleitfähigkeit in der Breite $b$
$\lambda_h$	15 W/mK	Wärmeleitfähigkeit in der Höhe $h$
$L_{Zelle}$	28 Ah	Elektrische Ladungsmenge einer Zelle
$n_{ZPM}$	12	Anzahl Zellen pro Modul
$R_{i,norm}$	80.2 %	Normierter Zell-Innenwiderstand (40 °C, 80 % SoC)
$U_{Nenn}$	3.7 V	Nennspannung der Zelle
$U_{min}$	2.5 V	Minimale Zellspannung
$U_{max}$	4.2 V	Maximale Zellspannung
Größe	Bedutung	Auslegungsgrößen für verschiedene Konzepte
$k_{KM,max}$	1500 W/m <sup>2</sup> K	Bewertungsgrenze thermisches Kontaktmaterial
$P_{Luft,max}$	1 kW	Max. verfügbare Förderleistung für Luft
$k_{ANTK}$	2100 W/K	Wärmeübergang Niedertemperaturkühler [131]
$\dot{Q}_{max}$	27 kW	Max. Kühlleistung Kältekreislauf bei $T_A$ [107]
$\dot{Q}_{WP}$	—	Max. Heizleistung Wärmepumpe bei $T_{Umg,min}$ [107]
$T_{HP}$	90 °C	Austrittstemperatur CO <sub>2</sub> -Gaskühlung bei $T_A$ [130]
$p_{HP}$	110 bar	Druck der CO <sub>2</sub> -Gaskühlung bei $T_A$ [130]
$T_{FGR}$	4 °C	Verdampfungstemperatur des FGR [130]
$d_{K,Wand}$	1 mm	Wandstärke der Kühlplatte
$d_{h,min}$	1.1 mm	Untere Grenze für Durchmesser der Kanäle
$\phi$	0.2	Flächennutzungsgrad der Kühlplatte (3.4.3)

**Tab. A.2:** Kühlplattenoptimierung für die Kühlmittelkühlung über den NTK und einfache Seitenkühlung (Kü Pri/Y) im Stadtbusszenario

KP	Zielgrößen			Parameter zur Strömungsführung				
	$P_{Pumpe}$ [W]	$\Delta P_V$ [W]	$V$ [L]	$d_h$ [mm]	$n_{MPW}$	$n_{pass}$	$\perp/\parallel$	$n_{coil,sys}$
1	0.3	Ref.=0	36.0	3.8	1	5	$\perp$	202
2	0.3	0.2	51.5	6.3	1	3	$\perp$	202
3	0.3	1.1	144.6	21.3	1	3	$\parallel$	202
4	0.3	0.7	47.8	5.7	1	2	$\perp$	404
5	0.3	3.5	34.1	3.5	1	1	$\perp$	1010
6	0.3	0.0	42.2	4.8	1	4	$\perp$	202
7	0.3	3.9	51.5	6.3	2	3	$\perp$	101
8	0.4	11.4	47.1	5.6	2	4	$\parallel$	303
9	0.4	2.4	41.6	4.7	2	4	$\perp$	101
10	0.4	7.6	37.8	4.1	2	2	$\perp$	202
11	0.4	5.1	51.5	6.3	4	3	$\perp$	51
12	0.5	21.6	42.2	4.8	2	2	$\parallel$	707
13	0.5	16.5	69.5	9.2	8	2	$\perp$	25
14	0.5	20.9	34.1	3.5	4	3	$\parallel$	306
15	0.6	19.0	39.1	4.3	4	2	$\perp$	102
16	0.8	38.0	36.0	3.8	4	2	$\parallel$	459
17	0.8	40.1	47.8	5.7	8	2	$\parallel$	150
18	0.9	30.7	130.3	19.0	2	1	$\perp$	101
19	2.1	62.4	37.2	4.0	1	2	$\parallel$	1616

## Anhang B: Ergänzungen

### Beschreibung des reversiblen Wärmestroms

Beim Laden- oder Entladen der Zelle kommt es durch die Entropieänderung  $\Delta S$  aufgrund (De-) Interkalation zum reversiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_{rev}$ , wenn die Zelle dieselbe Temperatur wie die Umgebung besitzt. Im Folgenden soll der Zusammenhang zwischen Entropieänderung  $\Delta S$  und offener Klemmenspannung  $U_{OC}$  gezeigt werden. Die Fundamentalgleichung für die freie Enthalpie  $G$  eines Gemisches mit  $m$  Komponenten der Stoffmenge  $k$  lautet

$$dG = -SdT + Vdp + \sum_{i=1}^m \mu_i dk_i$$

Dabei beschreibt  $\mu$  das elektrochemische Potential der Reaktanden/Komponenten. Somit ergibt sich:

$$\frac{\partial G}{\partial T} = -S + \frac{\partial(\sum \mu_i dk_i)}{\partial T}$$

Im Folgenden soll zunächst nur ein konstanter SoC betrachtet werden, d. h. die Stoffmengen ändern sich nicht ( $dk_i = 0$ ). Da sowohl das elektrochemische Potential als auch die Stoffmenge keine Funktion der Temperatur darstellen, vereinfacht sich die Gleichung somit zu:

$$\frac{\partial G}{\partial T} = -S$$

Die freie Enthalpie  $G$  für die gesamte Zelle wird bestimmt durch:

$$\Delta G = -nzF U_{OC}$$

Der Term  $nzF$  beschreibt die umgesetzte Ladungsmenge, seine zeitliche Ableitung ist der elektrische Strom  $I$ . Im Fall von Lithium ist  $z = 1$ . Da die Ladungsmenge nicht von der Temperatur abhängt, folgt:

$$\Delta S = nzF \frac{\partial(U_{OC})}{\partial T}$$

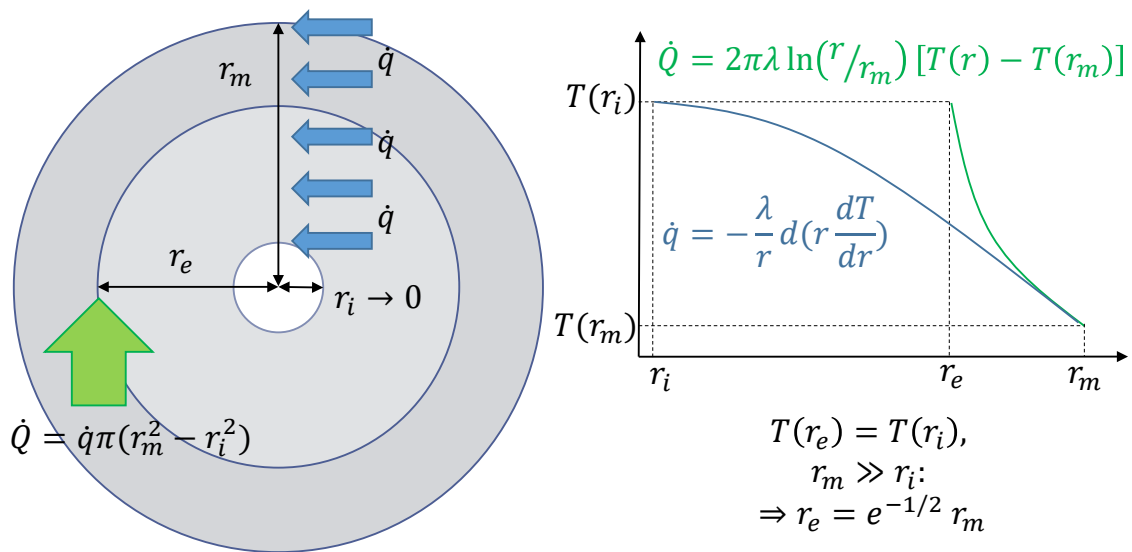
Die offene Klemmenspannung wird durch die Nernst-Gleichung beschrieben, sie ist aus der Fundamentalgleichung für konstante Temperatur ( $dT = 0$ ) hergeleitet. Es werden die Aktivitäten  $\alpha$  und stöchiometrischen Faktoren  $\nu$  der  $m$  Reaktanden berücksichtigt. Die Temperaturabhängigkeit der offenen Klemmenspannung ist somit linear, die SoC-Abhängigkeit wird durch das Produkt der Aktivitäten beschrieben.

$$U_{OC} = E_0 - \frac{RT}{zF} \ln \prod_{i=1}^m \alpha_i^{\nu_i}$$

Das Verhalten der offenen Klemmenspannung ist stark von der Zellchemie abhängig und wird durch mehrere Aspekte beeinflusst. Je nach Ladezustand SoC kann sich das Standardelektrodenpotential  $E_0$  ändern, wenn unterschiedliche Oxidationsstufen und Phasenwechsel erreicht werden. Bei z. B. eutektischen Gemischen kann somit auch die Temperatur einen wesentlichen Einfluss auf  $E_0$  haben. Auch die Aktivitäten und umgesetzte Stoffmenge  $n$  werden vom SoC bestimmt. [75]

## Position der Wärmequelle bei Mantelkühlung der Rundzelle

Die analytische Lösung für das radiale Temperaturprofil eines Zylinders bei konstanter Wärmequellendichte findet sich bei Carslaw und Jaeger [132]. Die Temperatur am Radius  $r_i$  für die linienförmige Wärmequellendichte  $\dot{q}$  soll mit der Temperatur an  $r_e$  für die punktförmige Wärmequelle  $\dot{Q}$  übereinstimmen. Ist der Innenradius des Zellwickels vernachlässigbar klein gegenüber dem Mantel, wird der Radius für die Ersatzquelle  $r_e$  zu  $e^{-1/2} \approx 0.61$  vom Mantelradius angenommen. Die Herleitung ist in Abb. B.1 illustriert.



**Abb. B.1:** Bestimmung des Ersatzradius einer Rundzelle bei Vereinfachung der linienförmigen Wärmequellendichte  $\dot{q}$  auf eine punktförmige Wärmequelle  $\dot{Q}$  und Ansätze zur Herleitung des Ersatzradius  $r_e$

## Ergebnis der Kühlplattenoptimierung für Kü Sek/X im Kompaktklasse Szenario

**Tab. B.1:** Kühlplattenoptimierungen für die Kühlmittelkühlung über Chiller und Zwischenzellkühlung (Kü Sek/X) im Kompaktklasse-Szenario

KP	Zielgrößen			Strömungsparameter				
	$P_{Pumpe}$ [W]	$\Delta P_V$ [W]	$V$ [L]	$d_h$ [mm]	$n_{MPW}$	$n_{pass}$	$\perp/\parallel$	$n_{coil,sys}$
1	2.6	Ref.=0	5.6	3.0	1	2	$\perp$	342
2	2.0	23.8	4.7	2.2	1	1	$\perp$	950
3	3.2	1.2	6.4	3.8	1	3	$\perp$	190
4	3.6	3.5	7.2	4.5	2	2	$\perp$	114
5	3.7	2.3	7.2	4.5	1	4	$\perp$	114
6	4.1	5.0	8.0	5.2	1	5	$\perp$	76
7	4.4	8.5	8.8	5.9	2	3	$\perp$	57
8	4.5	52.2	6.9	4.2	2	1	$\perp$	247
9	4.5	2.9	10.2	7.2	4	2	$\perp$	40
10	4.7	5.0	10.0	7.0	2	4	$\perp$	38
11	5.2	2.7	14.9	11.4	8	2	$\perp$	10
12	5.3	12.6	12.6	9.3	4	3	$\perp$	20
13	13.5	0.6	8.1	5.3	1	2	$\parallel$	38
14	35.7	2.7	8.1	5.3	2	2	$\parallel$	19
15	49.8	8.0	6.1	3.5	1	3	$\parallel$	38
16	126.5	5.3	8.1	5.3	4	2	$\parallel$	10
17	184.5	3.1	5.1	2.6	1	4	$\parallel$	38
18	214.3	15.2	6.1	3.5	2	3	$\parallel$	19



### Beschreibung der Validierungsmessungen

**Tab. B.2:** Übersicht über die Parameter der Referenzmessung und Strömungsführung

Größe	Bedatung	Beschreibung
$n_{Module}$	1	Gesamtanzahl der Module
$I_{Ref}$	100 %	Effektivwert des Stroms (Referenzwert)
$t_p$	30 s	Pulsdauer
$SoC$	80 %	SoC bei Testbeginn
$T_{Umg}$	35 °C	Temperatur der Prüfkammer
$T_{in}$	23 °C	Einlasstemperatur des Kühlmittels
$\dot{V}_{F,Ref}$	100 %	Volumenstrom des Kühlmittels (Referenzwert)
$Z$	-	Auswahl Kühlfläche nach Abb. 3.3
$\parallel$	-	Auswahl Strömungsrichtung nach Abb. 5.1
$n_{MPW}$	1	Anzahl Module pro Kühlwendel
$n_{coil}$	2	Anzahl Kühlwendeln
$n_{pass}$	3	Anzahl Pässe pro Kühlwendel
$d_h$	6.5 mm	Hydraulischer Durchmesser
$\lambda_{GP}$	3 W/mK	Wärmeleitfähigkeit Gappad
$d_{GP}$	2 mm	Stärke Gappad
$\Delta p$	260 mbar	Druckverlust

**Tab. B.3:** Übersicht über die Parameter der Validierungsmessung mit dem prismatischem Modul und Strömungsführung

Größe	Bedatung	Beschreibung
$n_{Module}$	15	Gesamtanzahl der Module
$I_{norm}$	41.7 %	Effektivwert des Stroms normiert auf Referenzwert, Tab. B.2
$t_p$	30 s	Pulsdauer
$SoC$	80 %	SoC bei Testbeginn
$T_{Umg}$	32 °C	Temperatur der Prüfkammer
$T_{in}$	25 °C	Einlasstemperatur des Kühlmittels
$\dot{V}_F$	2000 %	Volumenstrom des Kühlmittels normiert auf Ref., Tab. B.2
$Z$	-	Auswahl Kühlfläche nach Abb. 3.3
$\perp$	-	Auswahl Strömungsrichtung nach Abb. 5.1
$n_{MPW}$	6	Anzahl Module pro Kühlwendel
$n_{coil}$	1	Anzahl Kühlwendeln pro Modul
$n_{pass}$	4	Anzahl Pässe pro Kühlwendel
$d_h$	14 mm	Hydraulischer Durchmesser
$\lambda_{GP}$	1.8 W/mK	Wärmeleitfähigkeit Gappad
$d_{GP}$	1.5 mm	Stärke Gappad

**Tab. B.4:** Übersicht über die Parameter der Validierungsmessung der CO<sub>2</sub>-Kühlung und Strömungsführung

Größe	Bedatung	Beschreibung
$n_{Module}$	12	Gesamtanzahl der Module
$I_{norm}$	63.8 %	Effektivwert des Stroms normiert auf Referenzwert, Tab. B.2
$t_p$	10 s	Pulsdauer
$t$	3500 s	Testdauer
$SoC$	35 %	SoC bei Testbeginn
$T_{Umg}$	20 °C	Temperatur der Prüfkammer
$T_{in}$	10 °C	Verdampfungstemperatur des Kältemittels am Einlass
$\dot{m}_F$	26 g/s	Massenstrom des Kältemittels
$Z$	-	Auswahl Kühlfläche nach Abb. 3.3
$\perp$	-	Auswahl Strömungsrichtung nach Abb. 5.1
$n_{MPW}$	6	Anzahl Module pro Kühlwendel
$n_{coil}$	1	Anzahl Kühlwendeln
$n_{pass}$	4	Anzahl Pässe pro Kühlwendel
$d_h$	5.5 mm	Hydraulischer Durchmesser
$\lambda_{GP}$	3 W/mK	Wärmeleitfähigkeit Gappad
$d_{GP}$	1.5 mm	Stärke Gappad

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Aufbau und Funktionsweise einer Lithium-Cobaltoxid-Zelle . . . . .	10
2.2	Schematische Darstellung des thermischen Betriebsfensters von Lithium-Ionen-Zellen . . . . .	12
2.3	Elektrisches Ersatzschaltbild mit einem Innenwiderstand und zwei RC-Gliedern . . . . .	16
2.4	Integrationsstufen für verschiedene Zelltypen im Batteriesystem . . . .	19
2.5	Aufbau eines Fahrzeug-Batteriesystems . . . . .	20
2.6	Illustration zum Unterschied zwischen direktem und indirektem Wärmedurchgang Modul/Fluid . . . . .	25
2.7	Beispiele für den Freiheitsgrad Integration ins FTMS . . . . .	26
2.8	Unterschied zwischen den Extremfällen komplett serieller und paralleler Strömungsführung . . . . .	27
2.9	Darstellung der Entwicklungsphasen im PEP . . . . .	29
3.1	Schematische Darstellung der Abfolge aller Freiheitsgrade . . . . .	32
3.2	In dieser Arbeit betrachtete Möglichkeiten des Systemfreiheitsgrads . .	33
3.3	Übersicht über die betrachteten Kühlflächen am Modul in Abhängigkeit der Orientierung der Kühlfläche und des verbauten Zelltyps . . . . .	34
3.4	Darstellung des betrachteten Lösungsraums im Prozess zur thermischen Auslegung . . . . .	35
3.5	Zusammenhang zwischen Analytik und Optimierung zur Überführung des Lösungsraums in das Ergebnisdiagramm . . . . .	36
3.6	Ergebnisdiagramm zum Konzeptentscheid anhand der drei Zielgrößen .	38
3.7	Illustration zur Benennung der Modulabmessungen in Abhängigkeit der Kühlfläche . . . . .	43
3.8	Illustrationen zum Flächennutzungsgrad der Kühlplatte . . . . .	44
4.1	Übersicht über die betrachteten Auswahlmöglichkeiten für den Systemfreiheitsgrad . . . . .	50
4.2	Illustration des konjugierten Wärmeübergangs vom Modul zur Kühlung	55
4.3	Illustration einer doppelseitigen Kühlung . . . . .	55
4.4	Illustration einer Zwischenzellkühlung . . . . .	56
4.5	Darstellung des Luftspalts und dessen Abmessungen . . . . .	58
4.6	Analytische Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario . . . . .	62
5.1	Beispiel der topologischen Parameter zur Beschreibung der Anzahl und Parallelisierung an Kühlkanälen . . . . .	66
5.2	Festzulegende Parameter für die Beschreibung der Strömungsführung .	67
5.3	Modellierung des Kanals anhand einzelner Diskretisierungselemente . .	68
5.4	Diskretisierung des Moduls anhand einer Kühlwendel . . . . .	69

5.5	Orientierung des Moduls zum Koordinatensystem bei verschiedenen Kühlflächen . . . . .	69
5.6	Systemansicht des Kühlmittelkreislaufs . . . . .	71
5.7	Systemansicht der CO <sub>2</sub> -Verdampfungskühlung . . . . .	74
5.8	Auswertung der Kühlplattenoptimierung für die Kühlmittelkühlung über NTK und einseitige Bodenkühlung . . . . .	78
5.9	Auswertung der Kühlplattenoptimierung für die Kühlmittelkühlung über Chiller und Zwischenzellkühlung im Kompaktklasse-Szenario . . . . .	79
5.10	Darstellung zur Anordnung der Temperatursensoren in der Draufsicht für das Referenzsystem . . . . .	82
5.11	Darstellung zur Anordnung der Temperatursensoren im Querschnitt für das Referenzsystem . . . . .	82
5.12	Validierung des Gesamtwärmeübergangs und der Druckverluste für CO <sub>2</sub> . . . . .	85
6.1	Ergebnisdiagramm für das Kompaktklasse-Szenario . . . . .	87
6.2	Pareto-Front des Ergebnisdiagramms für das Kompaktklasse-Szenario . . . . .	88
6.3	Analytische Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario mit erhöhter Leistung . . . . .	89
6.4	Ergebnisdiagramm für das Kompaktklasse-Szenario mit erhöhter Leistung . . . . .	90
6.5	Analytische Vorauswahl für das Kompaktklasse-Szenario mit erhöhter Leistung und Energieinhalt . . . . .	91
6.6	Ergebnisdiagramm für das Kompaktklasse-Szenario mit erhöhter Leistung und Energieinhalt . . . . .	91
6.7	Ergebnisdiagramme für Temperierung aktiver Luftkühlungen . . . . .	92
6.8	Maximale Fahrleistung bei passiver Luftkühlung für das Kompaktklasse-Szenario . . . . .	93
7.1	Abstraktion der qualitativen Richtlinien . . . . .	103
A.1	Ergebnisdiagramm für das Stadtbus-Szenario . . . . .	114
A.2	Ergebnisdiagramm für das Stadtbus-Szenario mit angepasster Zielfunktion . . . . .	115
B.1	Bestimmung des Ersatzradius einer Rundzelle . . . . .	121

# Tabellenverzeichnis

1.1	Übersicht über vorangegangene Arbeiten zu Optimierungen von BTMS	6
3.1	Eingangsgrößen des Kompaktklasse-Szenarios . . . . .	45
4.1	Übersicht über die Kriterien zur Vorauswahl . . . . .	47
4.2	Übliche Wertebereiche der konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha$	49
4.3	Übersicht über die charakteristischen Größen der sechs Auswahlmöglichkeiten des Systemfreiheitsgrads . . . . .	52
5.1	Übersicht über die Parameter des Kühlplattendesigns . . . . .	65
5.2	Spezifizierung der Parameter für die Kühlplattenoptimierung . . . . .	75
5.3	Differenzierung der Zielfunktion $P$ und der Optimierungsparameter $p$ anhand des betrachteten Systemfreiheitsgrads . . . . .	76
5.4	Kühlplattenoptimierungen für die Kühlmittelkühlung über NTK und einseitige Bodenkühlung im Kompaktklasse-Szenario . . . . .	77
5.5	Kühlplattenoptimierungen für die CO <sub>2</sub> -Verdampfung auf eigenem Druckniveau mit einseitiger Bodenkühlung im Kompaktklasse-Szenario . . .	80
5.6	Kühlplattenoptimierungen für die CO <sub>2</sub> -Verdampfung auf eigenem Druckniveau mit zweiseitiger Deckel-/Bodenkühlung im Kompaktklasse-Szenario	80
5.7	Ergebnisse der Validierung für die Messung des Referenzsystem . . . .	83
5.8	Ergebnisse der Validierung für sechs prismatische Module auf einer Kühlwendel . . . . .	84
5.9	Parameter zur Strömungsführung für Referenz- und optimierte Kühlplatte	85
5.10	Messergebnisse für Referenzkühlplatte und optimierte Kühlplatte . . . .	86
7.1	Auflistung optimaler Strömungsführungen für alle Szenarien/Variationen	99
A.1	Eingangsgrößen des Stadtbus-Szenarios . . . . .	117
A.2	Kühlplattenoptimierung für die Kühlmittelkühlung über den NTK und einfache Seitenkühlung im Stadtbus-Szenario . . . . .	118
B.1	Kühlplattenoptimierungen für die Kühlmittelkühlung über Chiller und Zwischenzellkühlung im Kompaktklasse-Szenario . . . . .	122
B.2	Übersicht über die Parameter der Referenzmessung und Strömungsführung	123
B.3	Übersicht über die Parameter der Validierungsmessung mit dem prismatischen Modul und Strömungsführung . . . . .	123
B.4	Übersicht über die Parameter der Validierungsmessung der CO <sub>2</sub> -Kühlung und Strömungsführung . . . . .	124



# Literaturverzeichnis

- [1] Wolfgang Rudschies: *Elektroautos 2019: Das sind die Neuen*, 2019. <https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/e-mobilitaet/kaufen/neue-elektroautos/>, besucht: 03.07.2019.
- [2] Zachary P. Cano, Dustin Banham, Siyu Ye, Andreas Hintennach, Jun Lu, Michael Fowler und Zhongwei Chen: *Batteries and fuel cells for emerging electric vehicle markets*. Nature Energy, 3(4):279–289, 2018, ISSN 2058-7546.
- [3] Christian Simon Ernst, Christian Harter, Ingo Olschewski und Lutz Eckstein: *CO<sub>2</sub>-Emissionsreduktion bei Pkw und LNF nach 2020*, 2014. <https://www.bmw.de/Redaktion/Migration/DE/Downloads/Publikationen/co2-emissionsreduktion-bei-pkw-und-leichten-nutzfahrzeugen-nach-2020-abschlussbericht.pdf>, besucht: 03.07.2019.
- [4] Shashank Arora: *Selection of thermal management system for modular battery packs of electric vehicles: A review of existing and emerging technologies*. Journal of Power Sources, 400:621–640, 2018, ISSN 03787753.
- [5] Zhonghao Rao und Shuangfeng Wang: *A review of power battery thermal energy management*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15(9):4554–4571, 2011, ISSN 13640321.
- [6] Qian Wang, Bin Jiang, Bo Li und Yuying Yan: *A critical review of thermal management models and solutions of lithium-ion batteries for the development of pure electric vehicles*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 64(Supplement C):106–128, 2016, ISSN 13640321.
- [7] Guodong Xia, Lei Cao und Guanglong Bi: *A review on battery thermal management in electric vehicle application*. Journal of Power Sources, 367:90–105, 2017, ISSN 03787753.
- [8] Yuanwang Deng, Changling Feng, Jiaqiang E, Hao Zhu, Jingwei Chen, Ming Wen und Huichun Yin: *Effects of different coolants and cooling strategies on the cooling performance of the power lithium ion battery system: A review*. Applied Thermal Engineering, 142:10–29, 2018, ISSN 13594311.
- [9] Weixiong Wu, Shuangfeng Wang, Wei Wu, Kai Chen, Sihui Hong und Yongxin Lai: *A critical review of battery thermal performance and liquid based battery thermal management*. Energy Conversion and Management, 182:262–281, 2019, ISSN 01968904.
- [10] Hannes Hopp: *Thermomanagement von Hochleistungsfahrzeug-Traktionsbatterien anhand gekoppelter Simulationsmodelle*. Springer, 2016, ISBN 3658142472.

- [11] Ahmad A. Pesaran, Steve Burch und Matthew Keyser: *An Approach for Designing Thermal Management Systems for Electric and Hybrid Vehicle Battery Packs*. Fourth Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition, 1999.
- [12] Ho Teng und Kim Yeow: *Design of Direct and Indirect Liquid Cooling Systems for High- Capacity, High-Power Lithium-Ion Battery Packs*. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 1(2):525–536, 2012, ISSN 2167-4205.
- [13] Jingzhi Xun, Rui Liu und Kui Jiao: *Numerical and analytical modeling of lithium ion battery thermal behaviors with different cooling designs*. Journal of Power Sources, 233:47–61, 2013, ISSN 03787753.
- [14] Dafen Chen, Jiuchun Jiang, Gi Heon Kim, Chuanbo Yang und Ahmad Pesaran: *Comparison of different cooling methods for lithium ion battery cells*. Applied Thermal Engineering, 94:846–854, 2016, ISSN 13594311.
- [15] G. Karimi und X. Li: *Thermal management of lithium-ion batteries for electric vehicles*. International Journal of Energy Research, 37(1):13–24, 2013, ISSN 0363907X.
- [16] G. Karimi und A. R. Dehghan: *Thermal analysis of high-power lithium-ion battery packs using flow network approach*. International Journal of Energy Research, 38(14):1793–1811, 2014, ISSN 0363907X.
- [17] Paolo Cicconi, Daniele Landi und Michele Germani: *Thermal analysis and simulation of a Li-ion battery pack for a lightweight commercial EV*. Applied Energy, 192:159–177, 2017, ISSN 03062619.
- [18] Wei Zhou: *Modellbasierte Auslegungsmethode von Temperierungssystemen für Hochvolt-Batterien in Personenkraftfahrzeugen*. Shaker Verlag, 2016, ISBN 3844045899.
- [19] Ahmad A. Pesaran: *Battery thermal models for hybrid vehicle simulations*. Journal of Power Sources, 110(2):377–382, 2002, ISSN 03787753.
- [20] Sihui Hong, Xinqiang Zhang, Kai Chen und Shuangfeng Wang: *Design of flow configuration for parallel air-cooled battery thermal management system with secondary vent*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 116:1204–1212, 2018, ISSN 0017-9310.
- [21] Rajib Mahamud und Chanwoo Park: *Reciprocating air flow for Li-ion battery thermal management to improve temperature uniformity*. Journal of Power Sources, 196(13):5685–5696, 2011, ISSN 03787753.
- [22] Haoting Wang und Lin Ma: *Thermal management of a large prismatic battery pack based on reciprocating flow and active control*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 115:296–303, 2017, ISSN 0017-9310.



- [23] Tao Wang, K. J. Tseng, Jiyun Zhao und Zhongbao Wei: *Thermal investigation of lithium-ion battery module with different cell arrangement structures and forced air-cooling strategies*. Applied Energy, 134:229–238, 2014, ISSN 03062619.
- [24] Naixing Yang, Xiongwen Zhang, Guojun Li und Dong Hua: *Assessment of the forced air-cooling performance for cylindrical lithium-ion battery packs: A comparative analysis between aligned and staggered cell arrangements*. Applied Thermal Engineering, 80:55–65, 2015, ISSN 13594311.
- [25] Zhongming Liu, Yuxin Wang, Jun Zhang und Zhibin Liu: *Shortcut computation for the thermal management of a large air-cooled battery pack*. Applied Thermal Engineering, 66(1):445–452, 2014, ISSN 13594311.
- [26] X. M. Xu und R. He: *Research on the heat dissipation performance of battery pack based on forced air cooling*. Journal of Power Sources, 240:33–41, 2013, ISSN 03787753.
- [27] Hongguang Sun und Regan Dixon: *Development of cooling strategy for an air cooled lithium-ion battery pack*. Journal of Power Sources, 272:404–414, 2014, ISSN 03787753.
- [28] Xinran Tao und John Wagner: *A thermal management system for the battery pack of a hybrid electric vehicle: Modeling and control*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 230(2):190–201, 2015, ISSN 0954-4070.
- [29] Joshua Smith, Michael Hinterberger, Christoph Schneider und Juergen Koehler: *Energy savings and increased electric vehicle range through improved battery thermal management*. Applied Thermal Engineering, 101:647–656, 2016, ISSN 13594311.
- [30] Hao Yuan, Lifang Wang und Liye Wang: *Battery thermal management system with liquid cooling and heating in electric vehicles*. J. Automot. Saf. Energy, 4:371–380, 2012.
- [31] Chuanjin Lan, Jian Xu, Yu Qiao und Yanbao Ma: *Thermal management for high power lithium-ion battery by minichannel aluminum tubes*. Applied Thermal Engineering, 101:284–292, 2016, ISSN 13594311.
- [32] Chunrong Zhao, Antonio C.M. Sousa und Fangming Jiang: *Minimization of thermal non-uniformity in lithium-ion battery pack cooled by channeled liquid flow*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 129:660–670, 2019, ISSN 0017-9310.
- [33] Hirokazu Hirano, Takamitsu Tajima, Takeru Hasegawa, Tsuyoshi Sekiguchi und Minoru Uchino: *Boiling Liquid Battery Cooling for Electric Vehicle*. In: 2014 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific), Seiten 1–4, 2014.

- [34] Zhoujian An, Li Jia, Xuejiao Li und Yong Ding: *Experimental investigation on lithium-ion battery thermal management based on flow boiling in mini-channel*. Applied Thermal Engineering, 117:534–543, 2017, ISSN 13594311.
- [35] Todd M. Bandhauer und Srinivas Garimella: *Passive, internal thermal management system for batteries using microscale liquid–vapor phase change*. Applied Thermal Engineering, 61(2):756–769, 2013, ISSN 13594311.
- [36] Valentin Krebs: *Untersuchung einer direkten Kältemittel-Batteriekühlung mit R744*. Masterthesis, Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfsburg, 2019.
- [37] Talib Dbouk: *A review about the engineering design of optimal heat transfer systems using topology optimization*. Applied Thermal Engineering, 112:841–854, 2017, ISSN 13594311.
- [38] Piotr A. Domanski und David Yashar: *Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system*. International Journal of Refrigeration, 30(3):482–488, 2007, ISSN 01407007.
- [39] Haobo Jiang, Vikrant Aute und Reinhard Radermacher: *CoilDesigner: A general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers*. International Journal of Refrigeration, 29(4):601–610, 2006, ISSN 01407007.
- [40] Walter Alt: *Nichtlineare Optimierung: Eine Einführung in Theorie, Verfahren und Anwendungen*. Springer-Verlag, 2013, ISBN 332284904X.
- [41] Anthony Jarrett und Il Yong Kim: *Design optimization of electric vehicle battery cooling plates for thermal performance*. Journal of Power Sources, 196(23):10359–10368, 2011, ISSN 03787753.
- [42] Bernardo Severino, Felipe Gana, Rodrigo Palma-Behnke, Pablo A. Estévez, Williams R. Calderón-Muñoz, Marcos E. Orchard, Jorge Reyes und Marcelo Cortés: *Multi-objective optimal design of lithium-ion battery packs based on evolutionary algorithms*. Journal of Power Sources, 267:288–299, 2014, ISSN 03787753.
- [43] Kai Chen, Shuangfeng Wang, Mengxuan Song und Lin Chen: *Configuration optimization of battery pack in parallel air-cooled battery thermal management system using an optimization strategy*. Applied Thermal Engineering, 123:177–186, 2017, ISSN 13594311.
- [44] Kai Chen, Shuangfeng Wang, Mengxuan Song und Lin Chen: *Structure optimization of parallel air-cooled battery thermal management system*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 111:943–952, 2017, ISSN 0017-9310.
- [45] Kai Chen, Mengxuan Song, Wei Wei und Shuangfeng Wang: *Structure optimization of parallel air-cooled battery thermal management system with U-type flow for cooling efficiency improvement*. Energy, 145:603–613, 2018, ISSN 03605442.

- [46] Xiaobang Wang, Mao Li, Yuanzhi Liu, Wei Sun, Xueguan Song und Jie Zhang: *Surrogate based multidisciplinary design optimization of lithium-ion battery thermal management system in electric vehicles*. Structural and Multidisciplinary Optimization, 56(6):1555–1570, 2017, ISSN 1615-147X.
- [47] Katerina E. Aifantis, Stephen A. Hackney und R. Vasant Kumar (Herausgeber): *High energy density lithium batteries: materials, engineering, applications*. John Wiley & Sons, 2010, ISBN 3527630023.
- [48] Sven Bauer: *AkkuWelt*. Vogel Buchverlag Würzburg, 2017, ISBN 383433409X.
- [49] Unbekannter Author: *Schematischer Aufbau einer Lithium-Ionen-Zelle (positive Elektrode: LiCoO<sub>2</sub>; negative Elektrode: Li-Graphit)*. [https://de.wikipedia.org/wiki/Lithium-Ionen-Akkumulator#/media/Datei:Li-Ion-Zelle\(CoO2-Carbon,schema\).svg](https://de.wikipedia.org/wiki/Lithium-Ionen-Akkumulator#/media/Datei:Li-Ion-Zelle(CoO2-Carbon,schema).svg), besucht: 09.08.2019.
- [50] Phil Weicker: *A systems approach to lithium-ion battery management*. Artech house, 2013, ISBN 1608076598.
- [51] Jan Philipp Schmidt: *Verfahren zur Charakterisierung und Modellierung von Lithium-Ionen Zellen*. KIT Scientific Publishing, 2013, ISBN 3731501155.
- [52] J. Jaguemont, L. Boulon und Y. Dubé: *A comprehensive review of lithium-ion batteries used in hybrid and electric vehicles at cold temperatures*. Applied Energy, 164:99–114, 2016, ISSN 03062619.
- [53] I. Bloom, B. W. Cole, J. J. Sohn, S. A. Jones, E. G. Polzin, V. S. Battaglia, G. L. Henriksen, C. Motloch, R. Richardson und T. Unkelhaeuser: *An accelerated calendar and cycle life study of Li-ion cells*. Journal of Power Sources, 101(2):238–247, 2001, ISSN 03787753.
- [54] P. Ramadass, Bala Haran, Ralph White und Branko N. Popov: *Capacity fade of Sony 18650 cells cycled at elevated temperatures: Part I. Cycling performance*. Journal of Power Sources, 112(2):606–613, 2002, ISSN 03787753.
- [55] Johannes Schmalstieg, Stefan Käbitz, Madeleine Ecker und Dirk Uwe Sauer: *A holistic aging model for Li(NiMnCo)O<sub>2</sub> based 18650 lithium-ion batteries*. Journal of Power Sources, 257:325–334, 2014, ISSN 03787753.
- [56] Anthony Barré, Benjamin Deguilhem, Sébastien Grolleau, Mathias Gérard, Frédéric Suard und Delphine Riu: *A review on lithium-ion battery ageing mechanisms and estimations for automotive applications*. Journal of Power Sources, 241:680–689, 2013, ISSN 03787753.
- [57] Sebastian Paul, Christian Diegelmann, Herbert Kabza und Werner Tillmetz: *Analysis of ageing inhomogeneities in lithium-ion battery systems*. Journal of Power Sources, 239:642–650, 2013, ISSN 03787753.

- [58] Qingsong Wang, Ping Ping, Xuejuan Zhao, Guanquan Chu, Jinhua Sun und Chunhua Chen: *Thermal runaway caused fire and explosion of lithium ion battery*. Journal of Power Sources, 208:210–224, 2012, ISSN 03787753.
- [59] Xuning Feng, Mingguo Ouyang, Xiang Liu, Languang Lu, Yong Xia und Xiangming He: *Thermal runaway mechanism of lithium ion battery for electric vehicles: A review*. Energy Storage Materials, 10:246–267, 2018, ISSN 24058297.
- [60] Xinfan Lin, Hector E. Perez, Shankar Mohan, Jason B. Siegel, Anna G. Stefanopoulou, Yi Ding und Matthew P. Castanier: *A lumped-parameter electro-thermal model for cylindrical batteries*. Journal of Power Sources, 257:1–11, 2014, ISSN 03787753.
- [61] Lokendra Ramotar, Greg L. Rohrauer, Ryan Filion und Kathryn MacDonald: *Experimental verification of a thermal equivalent circuit dynamic model on an extended range electric vehicle battery pack*. Journal of Power Sources, 343:383–394, 2017, ISSN 03787753.
- [62] Bahman Shabani und Manu Biju: *Theoretical Modelling Methods for Thermal Management of Batteries*. Energies, 8(9):10153–10177, 2015.
- [63] Gi Heon Kim, Ahmad Pesaran und Robert Spotnitz: *A three-dimensional thermal abuse model for lithium-ion cells*. Journal of Power Sources, 170(2):476–489, 2007, ISSN 03787753.
- [64] Carolyn R. Pals und John Newman: *Thermal modeling of the lithium/polymer battery I. Discharge behavior of a single cell*. Journal of the electrochemical society, 142(10):3274–3281, 1995, ISSN 0013-4651.
- [65] Bernhard Weigand, Jürgen Köhler und Jens von Wolfersdorf: *Thermodynamik kompakt*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013, ISBN 978-3-642-37232-2.
- [66] Andreas Varchmin: *Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 2018.
- [67] Hongwen He, Rui Xiong und Jinxin Fan: *Evaluation of lithium-ion battery equivalent circuit models for state of charge estimation by an experimental approach*. Energies, 4(4):582–598, 2011.
- [68] Xiaosong Hu, Shengbo Li und Huei Peng: *A comparative study of equivalent circuit models for Li-ion batteries*. Journal of Power Sources, 198:359–367, 2012, ISSN 03787753.
- [69] Todd M. Bandhauer, Srinivas Garimella und Thomas F. Fuller: *A critical review of thermal issues in lithium-ion batteries*. Journal of the electrochemical society, 158(3):R1–R25, 2011, ISSN 0013-4651.

- [70] Todd Matthew Bandhauer: *Electrochemical-thermal modeling and microscale phase change for passive internal thermal management of lithium ion batteries*. PhD-Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, 2011, ISBN 1267210389.
- [71] Peter Keil und Andreas Jossen: *Aufbau und Parametrierung von Batteriemodellen*. 19. DESIGN & ELEKTRONIK-Entwicklerforum Batterien & Ladekonzepte, 2012.
- [72] Matthieu Dubarry und Bor Yann Liaw: *Development of a universal modeling tool for rechargeable lithium batteries*. Journal of Power Sources, 174(2):856–860, 2007, ISSN 03787753.
- [73] Manfred Albach: *Grundlagen der Elektrotechnik 2: Periodische und nicht periodische Signalformen*. Pearson Studium, München, 2005, ISBN 3868940804.
- [74] Nerea Nieto, Luis Díaz, Jon Gastelurrutia, Isabel Alava, Francisco Blanco, Juan Carlos Ramos und Alejandro Rivas: *Thermal modeling of large format lithium-ion cells*. Journal of the electrochemical society, 160(2):A212–A217, 2013, ISSN 0013-4651.
- [75] Dawn Bernardi, Ellen Pawlikowski und John Newman: *A general energy balance for battery systems*. Journal of the electrochemical society, 132(1):5–12, 1985, ISSN 0013-4651.
- [76] Guangming Liu, Minggao Ouyang, Languang Lu, Jianqiu Li und Xuebing Han: *Analysis of the heat generation of lithium-ion battery during charging and discharging considering different influencing factors*. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 116(2):1001–1010, 2014, ISSN 1388-6150.
- [77] Vilayanur V. Viswanathan, Daiwon Choi, Donghai Wang, Wu Xu, Silas Towne, Ralph E. Williford, Ji Guang Zhang, Jun Liu und Zhenguo Yang: *Effect of entropy change of lithium intercalation in cathodes and anodes on Li-ion battery thermal management*. Journal of Power Sources, 195(11):3720–3729, 2010, ISSN 03787753.
- [78] Rahul S. Kadam und Kishor P. Gadkaree: *Thermodynamics of Lithium Intercalation in Randomly Oriented High Graphene Carbon*. International Journal of Electrochemistry, 2017:1–6, 2017, ISSN 2090-3529.
- [79] Said Al-Hallaj und J. R. Selman: *Thermal modeling of secondary lithium batteries for electric vehicle/hybrid electric vehicle applications*. Journal of Power Sources, 110(2):341–348, 2002, ISSN 03787753.
- [80] Unbekannter Author: *CATL präsentiert Cell-to-Pack-Batterieplattform auf der IAA 2019*, 11.09.2019. <https://www.iaa.de/de/pkw/newsroom/presse/pressemitteilungen-aussteller/catl-praesentiert-cell-to-pack-batterieplattform-auf-der-iaa-2019>, besucht: 27.01.2020.

- [81] Unbekannter Author: *Audi Q7 e-tron 3.0 TDI quattro (2015)*. <https://www.audi-mediacycenter.com/de/fotos/album/audi-q7-e-tron-3-0-tdi-quattro-62>, besucht: 31.05.2019.
- [82] Joshua Smith: *A multifactorial analysis of thermal management concepts for high-voltage battery systems*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 2016.
- [83] Tianshi Zhang, Chun Gao, Qing Gao, Guohua Wang, MingHui Liu, Yuanke Guo, Cong Xiao und Y. Y. Yan: *Status and development of electric vehicle integrated thermal management from BTM to HVAC*. *Applied Thermal Engineering*, 88:398–409, 2015, ISSN 13594311.
- [84] Tao Zhu, Haitao Min, Yuanbin Yu, Zhongmin Zhao, Tao Xu, Yang Chen, Xinyong Li und Cong Zhang: *An Optimized Energy Management Strategy for Preheating Vehicle-Mounted Li-ion Batteries at Subzero Temperatures*. *Energies*, 10(2):243, 2017.
- [85] M. Hosoz und M. Direk: *Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system*. *Energy Conversion and Management*, 47(5):545–559, 2006, ISSN 01968904.
- [86] Malte Westerloh: *Analyse des weltweiten Energiebedarfs zum Heizen und Kühlen von Elektrofahrzeugen*. Springer, Wiesbaden, 2019, ISBN 3658260432.
- [87] Mauro Erriquez, Thomas Morel, Pierre Yves Moulière und Philip Schäfer: *Trends in electric-vehicle design: What did we learn from a teardown and benchmarking of ten EV models?*, 2017. <https://www.mckinsey.com/industries/automotive-and-assembly/our-insights/trends-in-electric-vehicle-design>, besucht: 02.07.2019.
- [88] Europäische Union: *Richtlinie 2006/40/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 17. Mai 2006 über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/156/EWG des Rates*. EWG des Rates (Text mit Bedeutung für den EWR), 2006.
- [89] Holger Großmann: *Kältemittelkreislauf*. In: *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*, Seiten 201–208. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013.
- [90] Holger Großmann: *Kältemittel R1234yf und CO<sub>2</sub> im Vergleich*. *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift*, 118(10):82, 2016, ISSN 0001-2785.
- [91] Weston Arthur Hermann: *Liquid cooling manifold with multi-function thermal interface*. U.S. Patent 8 263 250 B2, 2012.

- [92] Arno Maurer, Joachim Kalka und Achim Wießler: *Smart design of electric vehicle batteries and power electronics using thermal interface materials*. Proceedings of the EVS30 International Electric Vehicle Symposium, Stuttgart, Germany, Seiten 9–11, 2017.
- [93] Martin Eberhard, Rob Sweney, Jaime Camhi, Brian Ng, Heiner Fees und Alexander Eichhorn: *Vehicle battery packaging*. U.S. Patent 9 905 821 B2, 2018.
- [94] Xiongwen Zhang, Xin Kong, Guojun Li und Jun Li: *Thermodynamic assessment of active cooling/heating methods for lithium-ion batteries of electric vehicles in extreme conditions*. Energy, 64:1092–1101, 2014, ISSN 03605442.
- [95] Keith Howard und Sheau Pyng Lin: *Method of cooling a battery pack using flat heat pipes*. U.S. Patent 8 231 996 B2, 2012.
- [96] Angelo Greco, Dongpu Cao, Xi Jiang und Hong Yang: *A theoretical and computational study of lithium-ion battery thermal management for electric vehicles using heat pipes*. Journal of Power Sources, 257:344–355, 2014, ISSN 03787753.
- [97] Lip Huat Saw und Andrew A.O. Ye, Yonghuang und Tay: *Integration issues of lithium-ion battery into electric vehicles battery pack*. Journal of Cleaner Production, 113:1032–1045, 2016, ISSN 09596526.
- [98] Chunrong Zhao, Wenjiong Cao, Ti Dong und Fangming Jiang: *Thermal behavior study of discharging/charging cylindrical lithium-ion battery module cooled by channeled liquid flow*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 120:751–762, 2018, ISSN 00179310.
- [99] Robert Wendland, Pascal Padberg, Wilhelm Tegethoff und Jürgen Köhler: *Dynamic Optimization of Thermal Management and Cooling Plate Design for Battery Systems*. In: Lutz Eckstein und Stefan Pischinger (Herausgeber): *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2018*, Band 1, Seiten 335–357. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Aachen, 2018, ISBN 978-3-00-057468-9.
- [100] Steffen Rudert und Jens Trumpfheller: *Vollumfänglich gedacht: Der Produktentstehungsprozess*. Porsche Engineering Magazin, (01-2015):10–13, 2015. <https://www.porscheengineering.com/filestore/download/peg/de/magazine-2015-01/default/0a43db4c-2ecf-11e5-8c35-0019999cd470/Download-Magazin.pdf>, besucht: 09.07.2019.
- [101] Hans Hermann Braess und Ulrich Seiffert: *Produktentstehungsprozess*. In: Hans Hermann Braess und Ulrich Seiffert (Herausgeber): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, ATZ/MTZ-Fachbuch, Seiten 881–948. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012, ISBN 978-3-8348-1011-3.

- [102] Albert Albers, Matthias Behrendt, Simon Klingler und Kevin Matros: *Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess*. In: Udo Lindemann (Herausgeber): *Handbuch Produktentwicklung*, Seiten 541–569. Hanser-Verlag, München, 2016, ISBN 978-3-446-44518-5.
- [103] Jörg Feldhusen und Karl Heinrich Grote: *Der Produktentstehungsprozess (PEP)*. In: Jörg Feldhusen und Karl Heinrich Grote (Herausgeber): *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung*, Seiten 11–24. Springer-Vieweg, Berlin Heidelberg, 8. Auflage, 2013, ISBN 978-3-642-29568-3.
- [104] Dominic Jefferies, T. Ly, Alexander Kunith und Dietmar Göhlich: *Energiebedarf verschiedener Klimatisierungssysteme für Elektro-Linienbusse*. DKV-Deutsche Kälte- und Klimatechnischer Verein eV (Hg.): Deutsche Kälte- und Klimatagung, 2015.
- [105] Jochen Wieler: *VW ID.3: So kommt das neue Volks-Elektroauto*, 2019. [https://www.adac.de/der-adac/motorwelt/reportagen-berichte/auto-innovation/vw-id-3/?redirectId=quer.vw\\_id3](https://www.adac.de/der-adac/motorwelt/reportagen-berichte/auto-innovation/vw-id-3/?redirectId=quer.vw_id3), besucht: 12.09.2019.
- [106] Nils Christian Strupp und Nicholas Lemke: *Klimatische Daten und Pkw-Nutzung- Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien*. FAT-Schriftenreihe, (224), 2010.
- [107] Christian Peteranderl, Michael Bernath, Wilhelm Tegethoff und Jürgen Köhler: *City Bus with Modular R744 HVAC System Based on Passenger Car Components, Thermal Management Systems Symposium*. SAE International Thermal Management Systems, San Diego CA, 9.-11.10.2018.
- [108] Michael Noeding: *Energieoptimierte Regelung von CO<sub>2</sub>-Kompressionskältekreisläufen*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 11.01.2019.
- [109] Lutz Mardorf und Peter Menger: *PKW-Klimaanlage mit Wärmepumpenmodus für Elektrofahrzeuge. Vergleich der Kältemittel R1234yf und R134a*. DKV-Tagungsbericht, 37, 2010.
- [110] Rainer Müller: *Eine Formel in vielen Kontexten: Fermi-Probleme zum Strömungswiderstand*. <https://www.tu-braunschweig.de/index.php?eID=dumpFile&t=f&f=56760&token=0620c1107c0aff49d46c94c84652ef0fea54708b>, besucht: 24.02.2020.
- [111] Günter Cerbe und Gernot Wilhelms: *Technische Thermodynamik*. Hanser Fachbuchverlag, München, 2005, ISBN 978-3-446-41561-4.



- [112] Lixin Cheng, Gherhardt Ribatski und John R. Thome: *New prediction methods for CO<sub>2</sub> evaporation inside tubes: Part II—An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 51(1-2):125–135, 2008, ISSN 00179310.
- [113] Siyoung Jeong, Eunsang Cho und Hark Koo Kim: *Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of CO<sub>2</sub> in a Microchannel Tube*. In: *ASME 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels*. Toronto, Ontario, Canada, 2005.
- [114] Holger Großmann: *Wärmeübertrager*. In: *Pkw-Klimatisierung: Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung*, Seiten 163–200. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2013, ISBN 978-3-642-39841-4.
- [115] Brian Hähnchen: *Kostenkalkulation des Wärmeleitmaterials in Batteriesystemen des Modularelektrifizierungsbaukastens im Volkswagen Konzern*. Bachelorthesis, Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfsburg, 11.12.2018.
- [116] H. Martin, V. Gnielinski, D. Mewes, D. Steiner, K. Stephan, K. Schaber, D. Vortmeyer und S. Kabelac: *VDI Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. Verein Deutscher Ingenieure, 2002.
- [117] Volker Gnielinski: *On heat transfer in tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 63:134–140, 2013, ISSN 0017-9310.
- [118] Volker Gnielinski: *Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen*. Forschung im Ingenieurwesen A, 41(1):8–16, 1975, ISSN 0015-7899.
- [119] Hans Dieter Baehr und Karl Stephan: *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 9. Auflage, 2016, ISBN 978-3-662-49676-3.
- [120] Eric Jones, Travis Oliphant und Pearu Peterson: *SciPy: Open source scientific tools for Python*. 2001.
- [121] Joshua Smith, Michael Hinterberger, Peter Hable und Juergen Koehler: *Simulative method for determining the optimal operating conditions for a cooling plate for lithium-ion battery cell modules*. Journal of Power Sources, 267:784–792, 2014, ISSN 03787753.
- [122] Christian Wilhelm Schulze: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 01.01.2013.
- [123] Christoph Richter: *Proposal of new object-oriented equation-based model libraries for thermodynamic systems*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2008.

- [124] Christian Kaiser: *Untersuchungen zur Effizienz- und Leistungssteigerung von Omnibusklimaanlagen*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, 2020.
- [125] Matthias Kind und Yasushi Saito: *Strömungssieden gesättigter, reiner Flüssigkeiten*. VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, Seiten 1–27, 2018, ISSN 3662529912.
- [126] Sven Försterling: *Vergleichende Untersuchung von CO<sub>2</sub>-Verdichtern in Hinblick auf den Einsatz in mobilen Anwendungen*. Cuvillier Verlag, Göttingen, 2004, ISBN 3865370802.
- [127] Mirza M. Shah: *Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels*. International Journal of Refrigeration, 74:606–626, 2017, ISSN 01407007.
- [128] Thoralf Knotte: *Ansätze zur Standardisierung und Zielkosten für Elektrobusse*. Fraunhofer- Institut für Verkehrs- und Infrastruktursysteme IVI, Dresden, 2017.
- [129] Sascha Böhnke: *Unter Hochspannung*, 30.01.2019. <https://www.omnibusrevue.de/unter-hochspannung-2243212.html>, besucht: 18.01.2020.
- [130] Christian Peteranderl: *Energieeffiziente Klimatisierung von batterieelektrischen Stadtbussen basierend auf R744-Wärmepumpenmodulen aus Pkw-Komponenten*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Veröffentlichung ausstehend.
- [131] Martin Früh: *Modellierung und Validierung des Kühlsystems eines Stadtbusses. Recherche zu alternativen Kühlkonzepten. Konzeptuntersuchung am Simulationsmodell des Gesamtfahrzeugs*. Diplomarbeit, Technische Universität München, München, 09.11.2012.
- [132] Horatio Scott Carslaw und John Conrad Jaeger: *Conduction of heat in solids*. Clarendon Press, Oxford, 2. Auflage, 1959.